



SKRIPSI – ME 141501

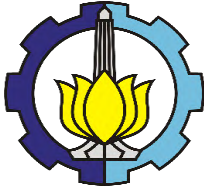
Perencanaan Sistem Liquefied Natural Gas (LNG) Plant Untuk Bunker Kapal

Mirza Otto Senna Syailendra
NRP 4214 105 009

Dosen Pembimbing :
DR. I Made Ariana ,ST, MT

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



SKRIPSI – ME 141501

Design System Liquefied Natural Gas (LNG) Plant For Ship Bunker

**Mirza Otto Senna Syailendra
NRP 4214 105 009**

**Supervisor 1:
DR. I Made Ariana ,ST, MT**

**DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2015**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**Perencanaan Sistem Liquefied Natural Gas (LNG) Plant
Untuk Bunker Kapal**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik pada Bidang Studi *Marine Power Plant*
(MPP)**

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan


Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Mirza Otto Senna Syailendra

NRP 4214 105 009

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:



Dr. I Made Ariana ST, MT

NIP. 197106101995121001

SURABAYA, JULI 2016

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

Perencanaan Sistem Liquefied Natural Gas (LNG) Plant Untuk Bunker Kapal

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik pada Bidang Studi *Marine Power Plant*
(MPP)

Program Studi S-I Jurusan Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Mirza Otto Senna Syailendra

NRP 4214 105 009

Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan:



Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST, MT

NIP. 197708022008011007

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ABSTRAK
**PERENCANAAN SISTEM LIQUEFIED NATURAL
GAS (LNG) PLANT UNTUK BUNKERING KAPAL**

Nama : Mirza Otto Senna Syailendra
NRP : 42 14 105 009
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan FTK ITS
Dosen Pembimbing : Dr. I Made Ariana ST, MSc

Indonesia tengah giat melakukan program pengembangan tol laut. Program tersebut akan menambah jumlah produksi dan penggunaan kapal secara signifikan. Hal ini akan berimbas pada kebutuhan bahan bakar yang semakin meningkat. Gas alam merupakan salah satu sumber energi alternatif yang dapat menggantikan minyak bumi yang jumlahnya cenderung menipis. Salah satu contoh gas alam yang dapat digunakan sebagai bahan bakar alternatif di kapal adalah *Liquefied Natural Gas* (LNG). Pada tugas akhir ini dilakukan perencanaan untuk fasilitas pencairan gas alam. Metode refrigrasi *cascade* digunakan dalam proses pencairan tersebut. Pada metode ini dilakukan desain *process flow diagram* (PFD) hingga didapatkan data untuk melakukan perhitungan mesin pendingin. Berdasarkan hasil perhitungan, untuk memenuhi kebutuhan 10 MMCFD ditentukan variabel kontrol 1 bar, 3 bar, 7 bar dan 20 bar. Dari setiap variabel kontrol tersebut diperlukan total daya 1453,7 kw ; 978,25 kw; 1044,02 kw; 1355,20 kw dengan kapasitas suplai gas 8750 kg/h.

Kata Kunci— Cascade, LNG, Pencairan, Pefrigrasi

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ABSTRACT

Design System Liquefied Natural Gas (LNG) Plant For Ship Bunker

Name : Mahasiswa : Mirza Otto Senna S.
NRP : 42 14 105 009
Department : Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS
Instructor : I Made Ariana ST, MT, Dr.MarSc

. Indonesia develops sea toll program. It will increase industry production and shipping significantly. Comes along with the needs of fuel. Natural gas is an alternative to reduce fuel oil usage due to continuously decreasing of its amount. Liquefied natural gas (LNG) is one of an example of alternative marine fuel. This bachelor thesis constructs natural gas liquefaction facility. Cascade refrigeration method applied inside that system. Inside, process flow diagram diagram (PFD) is to be designed comes with the obtained required data for refrigeration system calculation. The result from the calculation shown the required 10 mmscfd in control variable of 1 bar, 3 bar, 7 bar, and 20 bar. In each control variable needs total power 1,453.7 kW; 978.25 kW; 1,044.02 kW; 1,355.20 kW with gas supply capacity 8,750 kg/h.

Keyword- Cascade, Refrigeration, Liquefaction, LNG

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	ix
ABSTRACK.....	xi
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xviii
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan	3
1.4 Batasan Masalah	4
1.5 Manfaat.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	5
2.1 Gas Alam	5
2.1.1 Liquefied Petroleum Gas (LPG)	5
2.1.2 Liquefied Natural Gas (LNG)	6
2.1.3 Compressed Natural Gas (CNG).....	7
2.2 Refrigerasi	7
2.3.1 <i>Heat Exchanger</i>	8

2.2.2	Piranti ekspansi	11
2.2.3	Kompresor.....	11
2.3	Proses Pendinginan LNG	12
2.3.1	Thermodinamika dari proses LNG.....	16
2.4	Perpindahan Panas	21
BAB	III METODELOGI PENELITIAN	27
3.1	Umum	27
3.2	Identifikasi Masalah	29
3.3	Studi Literatur	29
3.4	Pengumpulan Data	29
3.5	Pengolahan Data	30
3.6	Design P&FD	30
3.7	Perhitungan Sistem	30
3.8	Analisa Output.....	31
3.9	Perhitungan Boil of gas	31
3.10	Perhitungan Pompa Suplai.....	31
3.11	Kesimpulan dan Saran	31
BAB	IV PEMBAHASAN	33
4.1	Data	34
4.2	Desain dan Perhitungan Sistem Pencairan Natral Gas	35
4.2.1	Proses Pendinginan	36
4.2.2	Thermodinamika.....	41

4.3 Perhitungan <i>Heat Transfer</i> Pada tanki	46
4.3.1 Perencanaan tanki storage	46
4.3.2 Boil of gas yang terjadi	48
4.4 Boil off Gas Rate (BOR)	52
4.5 Penentuan Spesifikasi Pompa	53
BAB V PENUTUP	55
5. 1 Kesimpulan	55
5.1 Saran	56
DAFTAR PUSTAKA	57
AMPIRAN	47

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Reservoir Gas Bumi pada Lepas Pantai	5
Gambar 2. 2 (a) <i>plate</i>), (b) <i>shell and tube</i>	9
Gambar 2. 3 Siklus Refrigrasi.....	12
Gambar 2. 4 Kurva Pendinginan.....	14
Gambar 2. 5 Proses Pendinginan LNG Metode cascade.....	15
Gambar 2. 6 Hubungan antara P dan R dengan F (<i>correction factor</i>).....	18
Gambar 2.7 Pengendapan oleh partikel pada tube heat exchanger	19
Gambar 2. 8 P-H diagram untuk metana.....	21
Gambar 2. 9 Perpindahan Panas Secara Konduksi	22
Gambar 2. 10 Perpindahan panas secara konveksi	23
Gambar 2. 11 Perpindahan panas secara radiasi	25
Gambar 4.1 Layout LNG Plan	33
Gambar 4.2 Layout LNG Plan dengan Tekanan Tambahan ..	33
Gambar 4.3 Grafik Power Consumption	39
Gambar 4.4 Evaporator.....	41
Gambar 4.5 Koreksi Factor Friction	43
Gambar 4.6 P-h diagram refrigerant propana 3 bar	45
Gambar 4.7 Heat transfer pada tanki	49
Gambar 4.8 Suplay Sistem	53

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1Tahanan termal fouling factor	19
Tabel 2.2 koefisien perpindahan.....	24
Tabel 4.1Data Sekunder	34
Table 4.2Jenis Refrigerant yang digunakan	35
Table 4.3 Daya Kompresor Tambahan	36
Tabel 4.4Mass Flow Rate Refrigerant	36
Tabel 4.5 Power Consumption.....	37
Tabel 4.6 Produksi LNG	41
Table 4.7 ketebalan Material Tanki	47
Tabel 4.8 Dimensi tanki.....	47
Tabel 4.9 Keadaan Cuaca Wilayah Banten.....	48
Tabel 4.10 Propertis udara 307 K.....	49
Tabel 4.11 Spesifikasi Pompa.....	54

“Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Saat ini pemerintah sedang mengembangkan program Indonesia sebagai poros maritime dunia. Salah satu untuk mewujudkan program tersebut yaitu membangun tol laut yang berarti juga meningkatkan produksi kapal atau menambah jumlah kapal yang beroperasi. Di Indonesia hampir semua sumber bahan bakar kapal dagang ialah minyak bumi yang merupakan bahan bakar fosil dimana cadangannya semakin berkurang. Walaupun telah dilakukan berbagai cara agar dapat menghemat sumber bahan bakar tersebut, cadangan minyak bumi ini lama kelamaan akan habis. Oleh karena itu dapat dilakukan konversi bahan bakar minyak bumi dengan gas bumi.

Gas alam merupakan salah satu sumber energi berasal dari bumi yang dapat digunakan sebagai pengganti sumber energi minyak bumi. Apalagi Indonesia merupakan salah satu negara yang memiliki cadangan gas bumi yang cukup banyak. Salah satu gas yang terdapat pada gas bumi ialah LNG (Liquefied Natural Gas). LNG merupakan energi yang relatif aman karena memiliki suhu nyala spontan lebih tinggi dari bensin dan uap LNG lebih ringan dari udara.

Penggunaan bahan bakar LNG di kapal dirasa menguntungkan karena memiliki volume untuk penyimpanan lebih kecil. Gas bumi jenis ini juga memiliki kalori atau tenaga yang tinggi (12000 kkal/kg) dibandingkan batu bara dan minyak bumi. Selain itu LNG (Metana-CH₄) yang didinginkan hingga suhu minus 160 derajat celcius pada tekanan atmosfer yang membuat menjadi gas cair dan volumenya menjadi 1/600 dari kondisi semula sebagai gas.

Namun fasilitas untuk mencairkan gas bumi hingga menjadi cair sangat kurang diindonesia. Proses pendinginan ini merupakan elemen terpenting dari suatu LNG *plant*. Pemilihan teknologi untuk melakukan proses pencairan dan pendinginan harus sangat tepat, karena eksplorasi LNG di indonesia terdapat pada lepas pantai maupun yang ada pada darat. Untuk penyimpanan LNG yang akan digunakan sebagai pemasok SPBG (Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas) diperuntukkan menyuplai kapal-kapal yang menggunakan bahan bakar gas. Kondisi ini memungkinkan untuk melakukan pencairan gas bumi di darat (*on shore*) dengan menggunakan pipa-pipa sebagai alat transfer gas bumi atau menggunakan kapal kapal LNG yang selanjutnya di proses pada LNG *plant* untuk bunkering

Dalam merencanakan suatu sistem harus se-efisien mungkin agar luas ruang yang akan digunakan dapat sepenuhnya dimanfaatkan jadi harus memiliki peralatan lebih sederhana dan se-efisien juga. Ada beberapa penggunaan metode dalam melakukan proses

pendinginan dan pencairan LNG. Untuk kondisi di Indonesia lebih cocok menggunakan metode pencairan cascade

Teknologi yang semakin pesat memudahkan seorang insinyur teknik dalam melakukan suatu simulasi, diantara adalah software HYSYS yang dapat membantu proses design serta menyusun beberapa unit proses dan memanipulasi beberapa variabel untuk melihat performansi suatu sistem refrigerasi.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun Permasalahan yang diselesaikan:

1. Bagaimana prinsip kerja sistem refrigerasi dan sistem perpindahan panas yang terjadi pada proses pencairan gas alam hingga menjadi gas alam cair (LNG) menggunakan metode cascade?
2. Berapa kapasitas mesin pendingin yang diperlukan?
3. Berapa BOG (*boil of gas*) yang terjadi pada *bunker*?
4. Bagaimana sistem *offloading bunkering* untuk suplai kapal?

1.3 Tujuan

Ada pun tujuan dari penulis untuk

1. Mengetahui prinsip kerja sistem refrigerasi dan sistem perpindahan panas yang terjadi pada proses pencairan gas alam hingga menjadi gas alam cair (LNG) menggunakan metode cascade.
2. Mengetahui kapasitas mesin pendingin yang dibutuhkan.
3. Mengetahui BOG pada *bunker*.

4. Mengetahui sistem *offloading bunkering* untuk suplai kapal.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang diambil dari tugas akhir ini:

1. Komposisi NG yang menjadi feed merupakan komposisi setelah *treatment* pemisahan unsur kimia.
2. Sistem refrigerasi bekerja dalam kondisi normal dan aliran refrigerant dalam kondisi tertutup tanpa adanya *losses* dan perpindahan panas dari lingkungan.
3. Perhitungan termodinamika sistem refrigerasi hanya berkaitan dengan perhitungan daya kompresi, laju perpindahan panas evaporasi, laju perpindahan panas kondensasi.

1.5 Manfaat

Memberikan rekomendasi dan pertimbangan untuk merancang sistem LNG plant yang akan dilakukan.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Gas Alam

Gas alam merupakan sumber energi yang terdapat didalam bumi. Gas alam dihasilkan dari proses kimia bahan bahan organik dan telah tetanam dalam bumi bersamaan dengan bahan anorganik pada kedalaman yang cukup dibawah permukaan. Saat ini gas bumi banyak diekplorasi pada lepas pantai. Dalam gas bumi terkandung beberapa gas yaitu Liquefied Petroleum Gas (LPG), Liquefied Natural Gas (LNG), dan Compresed Natural Gas.



Gambar 2. 1 Reservoir Gas Bumi pada Lepas Pantai
(sumber: Xiuli Wang & Michael, 2009)

2.1.1 Liquefied Petroleum Gas (LPG)

Liquefied Petroleum Gas (LPG) Adalah tipe yang paling umum dijumpai di Indonesia untuk kebutuhan rumah tangga dengan nama Elpiji. Merupakan by-product dari pengolahan gas alam

dan mengandung propane, propylene dan butane sebagai bahan dasarnya. Kelebihannya adalah: LPG merupakan gas dengan sistem penyimpanan dan distribusi yang paling ekonomis dan mudah. Kekurangannya adalah: kesulitan untuk menstandarisasi komposisi dari LPG. Komposisi nya bisa sangat berbeda antara LPG yang diproduksi di satu tempat dengan tempat lain, sehingga menghasilkan performa energi yang berbeda-beda.

LPG berbeda dengan gas alam. Apabila gas alam memiliki massa yang lebih ringan dibanding udara normal, LPG memiliki massa yang lebih besar dibanding udara normal. Sehingga cenderung berada dekat dengan permukaan tanah apabila terjadi kebocoran. Hal ini menyebabkan resiko yang cukup besar untuk pemakaian di dalam ruangan / basement.

2.1.2 Liquefied Natural Gas (LNG)

LNG merupakan gas alam yang berbentuk cair dengan suhu antara -120°C hingga -160°C . Keunggulannya adalah: LNG memiliki kepadatan energi yang hampir sama dengan bahan bakar minyak. Sehingga, untuk penggunaan industri berat, akan sangat mengurangi frekuensi pengisian kembali. Secara keamanan, LNG lebih aman dibanding LPG karena memiliki massa yang lebih kecil, sehingga apabila terjadi kebocoran, tidak akan terjadi akumulasi di permukaan tanah.

Kekurangannya adalah: mahal biaya penyimpanan untuk menyimpan gas alam bentuk cair dengan suhu rendah dan investasi infrastruktur yang diperlukan untuk stasiun pengisian gas LNG.

2.1.3 Compressed Natural Gas (CNG)

Compressed Natural Gas Adalah tipe gas alam yang disimpan masih dalam bentuk gas, tetapi dikompres dengan tekanan 200-250 bar. Kelebihannya adalah: biaya produksi yang lebih murah dan investasi infrastruktur yang lebih murah dibandingkan dengan CNG. Secara keamanan, CNG juga lebih aman dibanding LPG. Kekurangannya adalah: kepadatan energi cukup rendah dibandingkan dengan LNG, sehingga untuk pemakaian industri besar, harus dilakukan lebih sering.

2.2 Refrigerasi

Refrigerasi merupakan suatu sistem yang memungkinkan untuk mengatur suhu sampai mencapai suhu di bawah suhu lingkungan. Penggunaan refrigerasi sangat dikenal pada sistem pendingin gas pada bangunan, transportasi, dan pengawetan suatu bahan makanan dan minuman. Refrigerasi dapat dilakukan dengan penyerapan panas pada suhu rendah secara terus menerus, yang biasanya bisa dicapai dengan menguapkan suatu cairan secara kontinu. Uap yang terbentuk dapat kembali ke bentuk asalnya kembali, cairan, biasanya dengan dua cara. yang paling umum, uap itu hanya akan ditekan lalu diembunkan (memakai fin seperti pada kulkas). Cara

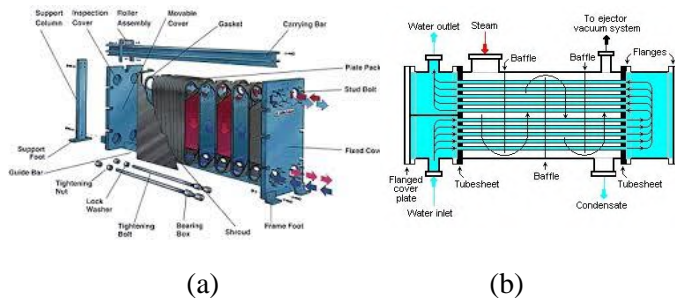
lain, bisa diserap dengan cairan lain yang mudah menguap yang setelah itu diuapkan pada tekanan tinggi. Pada sistem refrigrasi kompresi uap terdapat rangkaian dari empat komponen utama yaitu kompresor, piranti ekspansi, evaporator, dan kondenser yang merupakan alat penukar panas (*heat exchanger*). Masing-masing komponen mempunyai ciri dan fungsi yang berbeda.

2.3.1 Heat Exchanger

Heat exchanger atau penukar panas merupakan alat dimana memungkinkan untuk mentransfer energy panas (entalpi) antara dua atau lebih fluida. Heat exchanger juga berfungsi sebagai pemanas ataupun pendingin. Heat exchanger dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Heat *exchanger* terjadi karena adanya kontak, baik antara fluida terdapat dinding yang memisahkannya maupun keduanya bercampur langsung begitu saja. Ada 2 macam jenis exchanger yaitu *shell and tube* dan *plate*

Shell and tube biasanya digunakan dalam kondisi tekanan relatif tinggi, yang terdiri dari sebuah selongsong yang didalamnya disusun suatu anulus dengan rangkaian tertentu (untuk mendapatkan luas permukaan yang optimal). Fluida mengalir di selongsong maupun di anulus sehingga terjadi perpindahan panas antar fluida dengan dinding anulus sebagai perantara. Beberapa jenis rangkaian anulus misalnya;

triangular, segiempat, dll. Sedangkan *plate*, jenis ini terdiri dari beberapa plat yang disusun dengan rangkaian tertentu, dan fluida mengalir diantaranya.



Gambar 2. 2 (a) *plate*, (b) *shell and tube*
(Sumber: Kapita Selekt, George Endri K)

a. Kondenser

Kondenser adalah komponen di mana terjadi proses perubahan fasa refrigeran, dari fasa uap menjadi fasa cair. Kondenser juga merupakan heat exchanger. Proses kondensasi akan berlangsung apabila refrigeran dapat melepaskan kalor yang dikandungnya. Kalor tersebut dilepaskan dan dibuang ke lingkungan. Agar kalor dapat lepas ke lingkungan, maka suhu kondensasi (T_{kd}) harus lebih tinggi dari suhu lingkungan (T_{ling}). Karena refrigeran adalah zat yang sangat mudah menguap, maka agar dapat dia dikondensasikan haruslah dibuat bertekanan tinggi. Maka, kondenser adalah bagian di mana refrigeran bertekanan tinggi.

Perhitungan daya kondenser dapat dihitung dengan formula sebagai berikut

$$Q_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_{out} - h_{in}) \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana :

Q_{cond} = kapasitas perrpindahan panas
kondenser (watt)

\dot{m}_{ref} = aliran massa refrigrant
(kg/h)

h_{out} = entalpy refrigrant masuk kondenser
(kj/kg)

h_{in} = entalpy refrigrant keluar kondenser
(kj/kg)

b. Evaporator

Evaporator adalah komponen di mana cairan refrigeran yang masuk ke dalamnya akan menguap. Proses penguapan (*evaporation*) itu terjadi karena cairan refrigeran menyerap kalor, yaitu yang merupakan beban refrigerasi sistem. Perhitungan daya evaporator dapat dihitung dengan formula sebagai berikut

$$Q_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_{out} - h_{in}) \dots \dots \dots (2.2)$$

Dimana :

Q_{evap} = kapasitas perrpindahan panas
evaporator (watt)

\dot{m}_{ref} = aliran massa refrigrant (kg/h)

h_{out} = entalpy refrigrant masuk evaporator
(kj/kg)

h_{in} = entalpy refrigerant keluar evaporator
(kj/kg)

2.2.2 Piranti ekspansi

Piranti ini berfungsi seperti sebuah gerbang yang mengatur banyaknya refrigeran cair yang boleh mengalir dari kondenser ke evaporator. Oleh sebab itu piranti ini sering juga dinamakan *refrigerant flow controller*. Dalam berbagai buku teks Termodinamika, proses yang berlangsung dalam piranti ini biasanya disebut *throttling process*. Besarnya laju aliran refrigeran merupakan salah satu faktor yang menentukan besarnya kapasitas refrigerasi. Untuk sistem refrigerasi yang kecil, maka laju aliran refrigeran yang diperlukan juga kecil saja. Sebaliknya unit atau sistem refrigerasi yang besar akan mempunyai laju aliran refrigeran yang besar pula.

2.2.3 Kompresor

Kompresor adalah komponen yang merupakan jantung dari sistem refrigerasi. Kompresor bekerja menghisap uap refrigeran dari evaporator dan mendorongnya dengan cara kompresi agar mengalir masuk ke kondenser. Karena kompresor mengalirkan refrigeran sementara piranti ekspansi membatasi alirannya, maka di antara kedua komponen itu terbangkitkan perbedaan tekanan, yaitu: di kondenser tekanan refrigeran menjadi tinggi (*high pressure* – HP), sedangkan di

evaporator tekanan refrigeran menjadi rendah (*low pressure* – LP). Perhitungan daya kompresor dapat dihitung dengan formula sebagai berikut

$$P_{comp} = \dot{m}_{ref}(h_{out} - h_{in}) \dots \dots \dots (2.3)$$

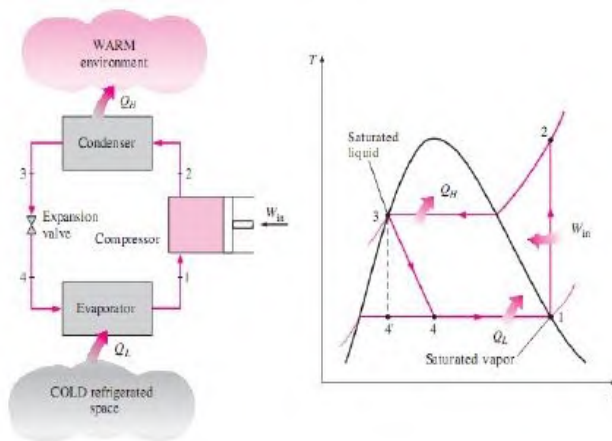
Dimana :

P_{comp} = daya kompresor (watt)

\dot{m}_{ref} = aliran massa refrigerant (kg/h)

h_{out} = entalpy refrigerant masuk kompresor (kj/kg)

h_{in} = entalpy refrigerant keluar kompresor (kj/kg)



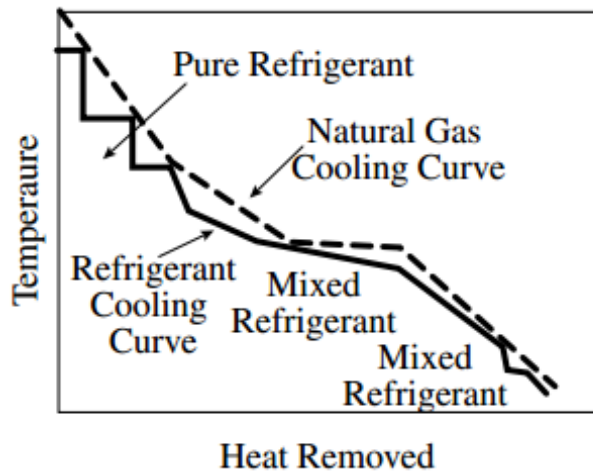
Gambar 2. 3 Siklus Refrigrasi
(Sumber: Kapita Selekt, George Endri K)

2.3 Proses Pendinginan LNG

Proses pencairan adalah elemen kunci dari kilang LNG. Pencairan didasarkan pada siklus pendinginan, di mana pendingin dengan cara ekspansi berturut-turut dan

kompresi, memindahkan panas dari sisi proses gas alam. LNG *plant* sering terdiri dari sejumlah unit yang tersusun paralel, yang diperlakukan dan mencairkan gas alam dan kemudian mengirim LNG ke beberapa tangki penyimpanan. Kapasitas pencairan terutama ditentukan oleh proses pencairan, refrigeran yang digunakan, ukuran terbesar yang tersedia dari kombinasi kompresor / driver yang mendorong siklus, dan penukar panas yang mendinginkan gas alam.

Prinsip-prinsip dasar untuk pendinginan dan pencairan gas menggunakan refrigerasi, melibatkan pencocokan sedekat mungkin kurva pendinginan / pemanasan gas proses dan refrigeran. Prinsip-prinsip ini mengakibatkan proses termodinamika yang lebih efisien, membutuhkan daya yang lebih kecil per unit LNG yang diproduksi, dan mereka berlaku untuk semua proses pencairan. Kurva pendinginan ditunjukkan pada Gambar 2.4. Mengamati kurva pendinginan dari proses pencairan gas, tiga zona dapat dicatat dalam proses gas yang dicairkan. Sebuah zona precooling, diikuti oleh zona pencairan, dan dilengkapi dengan zona subcooling. Semua zona ini dicirikan byhaving Kurva yang berbeda, atau memanaskan tertentu, sepanjang proses. Semua proses LNG dirancang untuk erat mendekati kurva pendinginan gas yang dicairkan, dengan menggunakan refrigeran multikomponen khusus campuran yang akan cocok dengan kurva pendinginan pada zona yang berbeda / tahapan proses pencairan, untuk mencapai efisiensi pendinginan yang tinggi, dan mengurangi konsumsi energi.



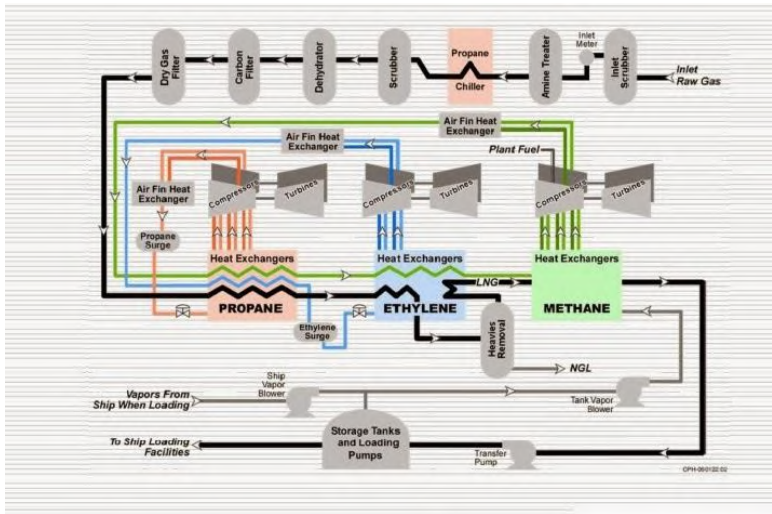
Gambar 2. 4 Kurva Pendinginan

(Sumber: ADVANCE NATURAL GAS ENGINEERING)

Pendinginan LNG adalah bagaimana kita bisa mendinginkan gas alam sampai dibawah titik didihnya (160°C pada tekanan 1 atm) menggunakan suatu pendingin yang bisa mendinginkan pada suhu cryogenic (suhu dibawah 0°C) yaitu refrigeran. Ternyata ada beberapa proses pencairan gas alam yang menggunakan skema dan refrigeran yang berbeda beda tetapi tetap menghasilkan LNG dengan kualitas dan kapasitas yang sama.

Metode Cascade (beringkat) merupakan siklus refrigrasi dimana menggunakan gabungan lebih dari siklus refrigrasi. Proses pencairan ini adalah proses pencairan tertutup yang paling banyak membutuhkan equipment diantara proses yang lain karena memakai tiga

siklus refrigeran. Proses ini memakai tiga refrigeran murni, yaitu: Propana, etana, dan Metana.



Gambar 2. 5 Proses Pendinginan LNG Metode cascade
(Sumber: ADVANCE NATURAL GAS
ENGINEERING)

Pada metode cascade untuk *precooling unit* menggunakan refrigerant propana. Dimana pada precooling unit ini mampu mendinginkan LNG hingga 30 derajat celcius. Kemudian untuk main heat exchanger menggunakan refrigerant etana dan metana.

2.3.1 Thermodinamika dari proses LNG

Ada dua mode proses yang dapat diperhitungkan dipertimbangkan untuk pencairan. Dalam pencairan pendinginan dilakukan dengan menekan proses aliran, pendinginan dengan kondisi sekitar sedekat mungkin, maka flushing itu terjadi pada throttling untuk mencapai pencairan parsial. Atau, menggunakan aliran proses, NG hanya dapat didinginkan dalam evaporator menggunakan refrigeran untuk menghasilkan NG cair. `

a. Perhitungan heat exchanger

Pada perhitungan heat exchanger (HE), lebih mudah dengan menggunakan *mass flow* dan panas spesifik. Parameter ini juga sering disebut dengan *heat capacity rate* sehingga persamaannya dapat dituliskan :

$$Q = \dot{m} \cdot CP \cdot \Delta T \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana :

Q_{cool} = kapasitas perpindahan pans (KJ/S)

\dot{m} = aliran massa refrigerant (Kg/s)

CP = panas spesifik (KJ/Kg C)

ΔT = Selisih temperatur (C)

b. Analisa Penukar Panas dengan Metode Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik (LMTD)

Log mean temperature difference (LMTD) adalah metode yang digunakan untuk perancang dan perhitungan unjuk kerja

penukar panas. Laju perpindahan panas melalui permukaan dapat dihitung dengan rumus

$$Q = U \cdot A \cdot f \cdot \Delta T_m \dots \dots \dots (2.5)$$

dimana :

Q = laju perpindahan panas (KJ/s)

U = *overall heat transfer coefficient*
(W/m² K)

A = luas total permukaan perpindahan panas (m²)

F = faktor koreksi

ΔT_m = Selisih temperatur (C)

Untuk mendapatkan ΔT_m diperlukan asumsi :

- Harga U konstan untuk sepanjang pipa.
- Konduksi hanya berlangsung satu dimensi melintas dinding pemisah
- Pertukaran panas hanya berlangsung diantara kedua fluida saja
- Kondisi tunak (*steady state*)
- Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

dimana :

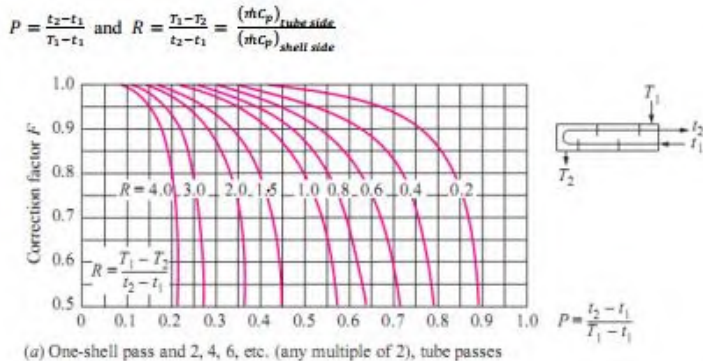
T₁ = temperatur inlet tube (C)

T₂ = temperatur outlet tube (C)

t₁ = temperature inlet Shell (C)

t₂ = temperature outlet shell (C)

Faktor koreksi F untuk beberapa jenis aliran dapat dilihat dalam gambar 2.6



Gambar 2. 6 Hubungan antara P dan R dengan F (correction factor)

(Sumber: KAPITA SELEKTA, George Endri K.)

c. Fouling Factor (Faktor kegegalan)

seiring waktu dengan digunakannya HE maka performa dari HE itu sendiri akan mengalami penurunan akibat dari pengendapan dipermukaan (deposit). Efek dari adanya deposit tersebut mengakibatkan terjadi penambahan tahanan termal pada perpindahan panas. Nilai dari faktor kegagalan merupakan ukuran tahanan termal yang diakibatkan adanya deposit tersebut.



Gambar 2.7 Pengendapan oleh partikel pada tube heat exchanger

(Sumber: KAPITA SELEKTA, George Endri K.)

Tabel 2.1Tahanan termal fouling factor

Fluid	$R_f, \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Distilled water, sea water, river water, boiler feedwater:	
Below 50°C	0.0001
Above 50°C	0.0002
Fuel oil	0.0009
Steam (oil-free)	0.0001
Refrigerants (liquid)	0.0002
Refrigerants (vapor)	0.0004
Alcohol vapors	0.0001
Air	0.0004

(Sumber: Turbular Exchanger Manufacturers Association)

Ketika faktor deposit pada permukaan HE, maka nilai overall heat transfer coefficient menjadi

$$U' = \frac{1}{\frac{1}{U} + R_f} \dots \dots \dots (2.7)$$

Sehingga rumus dari laju perpindahan panas:

$$Q = U \cdot A \cdot f \cdot \Delta T_m \dots \dots \dots (2.8)$$

d. Kerja pada proses refrigrasi

Setiap suatu sistem diharapkan dapat bekerja secara ideal dan efisien. Tetapi didunia ini tidak ada kerja yang ideal. Kerja dari sistem refrigrasi pendinginan LNG ini tergantung dari kompresor pada sistem. Formula kerja kompresor dapat ditulis

$$W_{ideal} = \Delta h - T_o \Delta s \dots \dots \dots (2.9)$$

Dimana :

Δh = selisih enthalpy (Kj/Kg)

T = temperatur (K)

Δs = selisih entropy (Kj/kg K)

Rugi (losses) pada kerja merupakan perbedaan antara kerja sebenarnya dan kerja ideal. Rugi pada kerja dapat diformulakan0

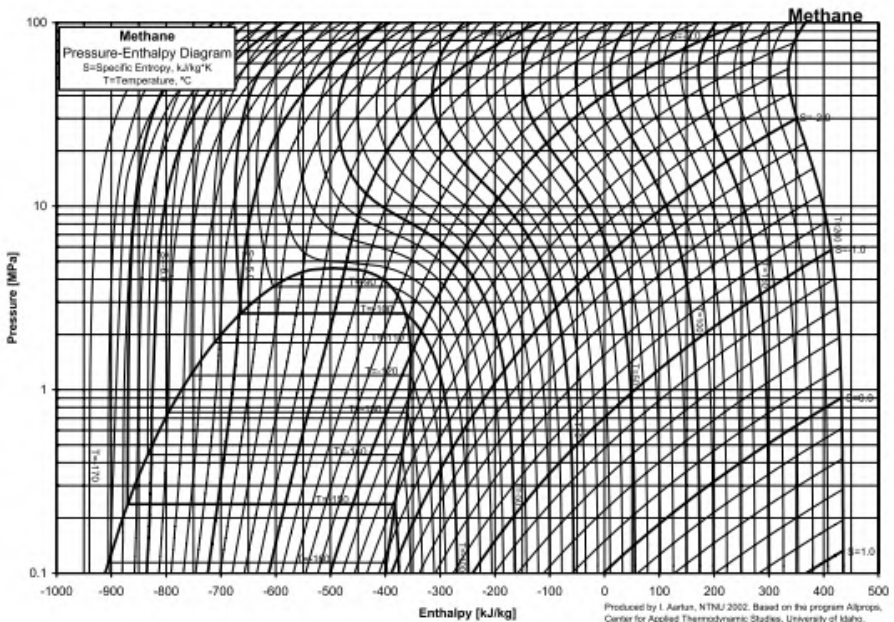
$$W_{lost} = T_o \Delta s_{total} = T_o \Delta s - Q \dots \dots \dots (2.10)$$

Dimana :

Δs_{total} = total entropy perbedaan pada sistem dan lingkungan(Kj/kgK)

Q = perpindahan panas (Kj/Kg)

Sehingga untuk menentukan efisiensi tertinggi dari suatu proses pencairan LNG tergantung dari suhu lingkungan.



Gambar 2. 8P-H diagram untuk metana

(Sumber: ADVANCE NATURAL GAS ENGINEERING)

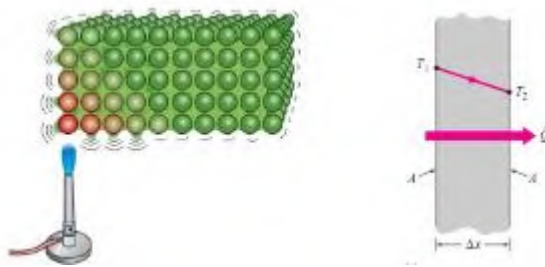
2.4 Perpindahan Panas

Perpindahan merupakan energy yang dapat dipindahkan dari satu sistem ke sistem yang lain sebagai akibat dari perbedaan temperatur. Dimana konsep dasarnya dari thermodinamika bawah energi akan berpindah dari satu media dengan temperatur tinggi menuju ke temperatur rendah dan akan berhenti pada saat mencapai temperature yang sama. Panas dapat dipindahkan dengan 3 metode perpindahan panas yaitu: konduksi, konveksi,

and radiasi yang mana 3 mode tersebut membutuhkan eksistensi perbedaan temperatur untuk terjadinya.

2.4.1 Konduksi

Konduksi merupakan perpindahan energi dari partikel yang memiliki energi lebih tinggi menuju partikel yang berada didekatnya yang memiliki energi lebih rendah. Perpindahan panas ini biasanya terjadi pada benda padat.



Gambar 2. 9 Perpindahan Panas Secara Konduksi

(Sumber: KAPITA SELEKTA, George Endri K.)

Perpindahan panas secara konduksi dapat dihitung menggunakan rumus:

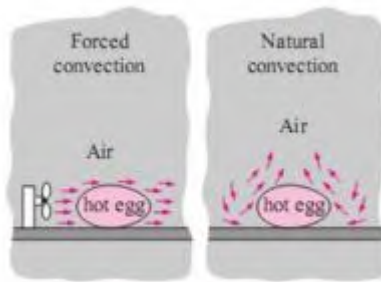
$$Q_{cond} = \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi k L^2} \dots \dots \dots \text{O}$$

Dimana :

ro = diameter luar	(m)
ri = diameter dalam	(m)
k = konduktifitas thermal	(W/m ² K)
L = panjang	(m)

2.4.2 Konveksi

Perpindahan panas konveksi ialah perpindahan panas dari material padat menuju ke liquid atau gas yg bergerak mengenainya, dan proses perpindahan panas ini akan melibatkan kombinasi efek konduksi dan pergerakan fluidanya



Gambar 2. 10 Perpindahan panas secara konveksi
(Sumber: KAPITA SELEKTA, George Endri K.)

Perpindahan panas secara konveksi dapat dihitung menggunakan rumus:

$$Q_{conv} = \frac{1}{h_i A}$$

Dimana:

h_i = koefisien perpindahan (W/m²K)

a = luas area (m²)

Tabel 2.2 koefisien perpindahan

Type of convection	$h, \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$
Free convection of gases	2–25
Free convection of liquids	10–1000
Forced convection of gases	25–250
Forced convection of liquids	50–20,000
Boiling and condensation	2500–100,000

*Multiply by 0.176 to convert to $\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$.

nilai dari h_i dapat dilihat pada table 2. namun juga dapat dihitung dengan rumus

$$h_i = \frac{n_u k}{D_i}$$

$$n_u = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{D}{L}\right) Re Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{D}{L}\right) Re Pr\right]^2}$$

Untuk udara dan kebanyakan gas lain, nilai dari Prandtl (Pr) nomor bisa menggunakan antara 0,7-0,8. namun nilai Prandtl number dapat didefinisikan menggunakan rumus

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$$

Dimana:

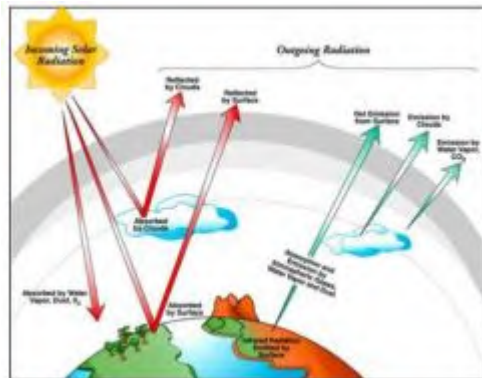
n_u = nusset number

k = konduktifitas termal ($\text{W/m}^2\text{K}$)

D = diameter	(m)
L = panjang	(m)
R_e = Reynolds number	
P_r = Pradtl number	
μ = dynamic viscosity	(kg/ms)
ρ = density	(kg/m ³)
c_p = panas specific	(kJ/kg K)

2.4.3 Radiasi

Perpindahan panas secara radiasi merupakan perpindahan panas akibat pancaran dari material dalam bentuk gelombang elektromagnetik (energy photon) sebagai akibat dari perubahan konfigurasi dari atom dan molekul.



Gambar 2.

Gambar 2. 11 Perpindahan panas secara radiasi

(Sumber: KAPITA SELEKTA, George Endri K.)

Perpindahan panas secara radiasi dapat dihitung menggunakan rumus:

$$q_{rad} = \sigma T^4 A$$

Dimana:

q_{rad} = heat transfer (Watt)

$\sigma = 5.6703 \cdot 10^{-8}$ (W/m²K⁴) -konstanta **Stefan-Boltzmann**

T = temperature (K)

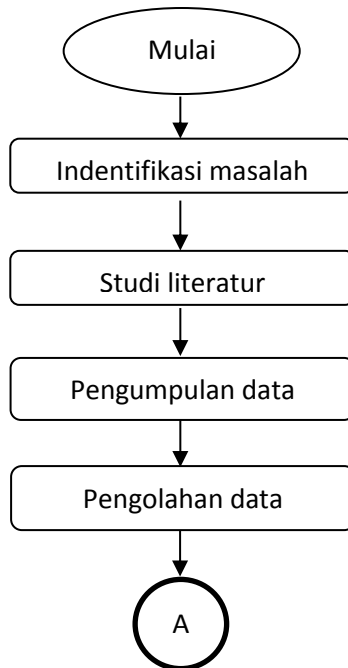
A = luas permukaan (m²)

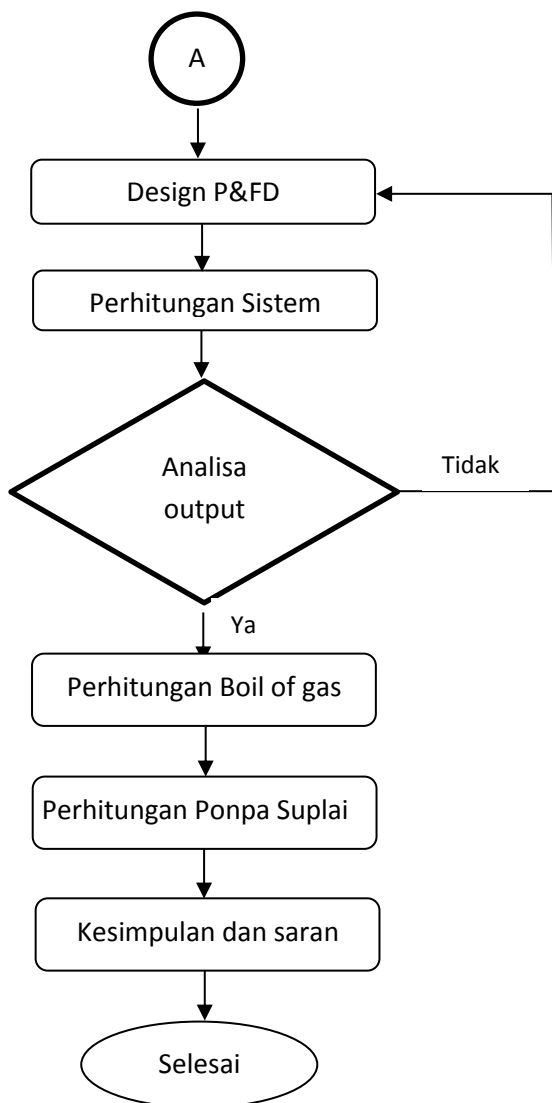
BAB III

METODELOGI PENELITIAN

3.1 Umum

Metode penelitian merupakan tahap-tahap pengerjaan tugas akhir. Perlu diperhatikan dalam pembuatan metodologi penelitian yang mudah dibaca dan dipahami oleh pembaca karena merupakan alur proses pengerjaan dari tugas akhir ini.





3.2 Identifikasi Masalah

Identifikasi masalah yang diangkat dalam pengerjaan tugas akhir ini merupakan suatu isu yang tengah berkembang yang menjadi perhatian publik. Dengan adanya kajian ini diharapkan dapat bermanfaat bagi pihak-pihak yang berkaitan.

Meningkatnya kebutuhan sumber energi yang berasal dari gas bumi sebagai sumber energi alternatif cukup banyak dilakukan di bidang perkapalan. Kurangnya fasilitas di pelabuhan untuk dapat memasok kebutuhan dari kapal di Indonesia merupakan permasalahan utamanya. Sehingga dalam pengerjaan tugas akhir ini akan dapat membantu pembuatan fasilitas tersebut.

3.3 Studi Literatur

Studi literatur merupakan proses mengetahui tentang perlakuan LNG dan proses pendinginannya serta metode yang digunakan. Proses ini mengumpulkan informasi dari buku, handbook, serta jurnal-jurnal yang mendukung mengenai proses dari sistem LNG untuk penyimpanannya.

3.4 Pengumpulan Data

Pada tahap ini akan didapatkan spesifikasi dari objek yang akan dirancang. Data-data yang dapat dikumpulkan merupakan data yang mendukung proses perhitungan data. Data yang akan diambil

yaitu beberapa parameter seperti: temperature, tekanan, *flow rate*, dan kapasitas tanki penyimpanan.

3.5 Pengolahan Data

Setelah dilakukan pengumpulan data yang cukup serta penentuan metode yang akan digunakan maka, dilakukan proses perhitungan beban pendingin pada pre-cooler dan main heat exchanger. Kemudian dilakukan perhitungan untuk kapasitas dari kompresor dan peralatan peralatan yang digunakan dalam metode atau sistem.

3.6 Design P&FD

Design P&FD menggunakan software hysys. Dalam software tersebut dapat membantu pengerjaan serta mengetahui propertis fluida pada yang digunakan.

3.7 Perhitungan Sistem

Perihutngan manual dilakukan dengan menggunakan rumus rumus pendekatan yang ada dalam buku atau *handout* serta jurnal yang ada. Dari perihitungan manual yang telah dilakukan merupakan acuan dari output software yang digunakan. Ada beberapa software yang digunakan dalam pengerjaan yaitu HYSYS. Diharapkan selisih dari perhitungan manual dengan software tidak terlalu besar.

3.8 Analisa Output

Analisa perbandingan metode yang akan digunakan dalam perencanaan LNG plant. Analisa dilakukan dari hasil perhitungan manual dan software dimana dari hasil tersebut mengacu dari kebutuhan pelabuhan untuk dapat mensuplai kapal kapal.

3.9 Perhitungan Boil of gas

Perhitungan ini digunakan untuk mengetahui boil of gas yang terjadi akibat adanya kalor atau perbedaan temperatur pada bagian dalam tanki dan lingkungan sekitar. Sehingga dapat mengetahui berapa BOG yang akan dikembalikan pada system.

3.10 Perhitungan Pompa Suplai

Langkah ini untuk menentukan kapasitas pompa yang dibutuhkan untuk memindahkan LNG dari *storage tank* pada pelabuhan menuju *bunker tank* bahan bakar kapal. Perhitungan ini menggunakan acuan kapasitas kebutuhan dari setiap kapal yang beroperasi.

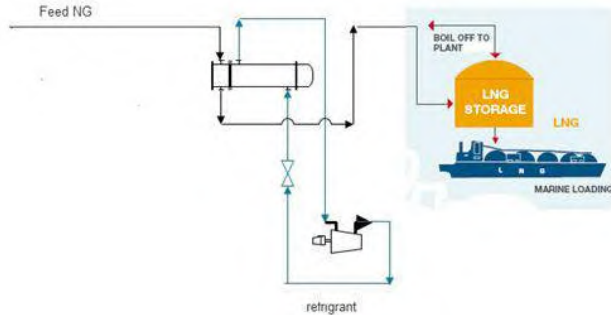
3.11 Kesimpulan dan Saran

Tahap ini adalah berisi kesimpulan dan saran untuk pengembangan riset kedepan agar pengembangan fasilitas LNG plant dapat lebih ditingkatkan.

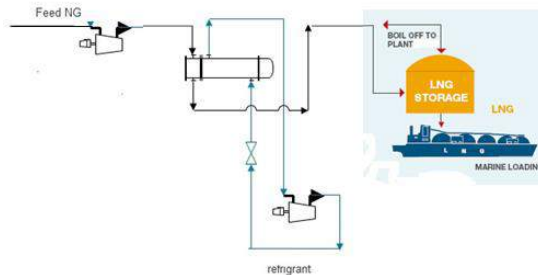
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV PEMBAHASAN

Pada bab ini menjelaskan proses pendinginan yang dilakukan untuk merubah fase natural gas menjadi liquid serta proses terjadinya boil of gas dan suplai LNG dari storage tank menuju bunker kapal.



Gambar 4.1 Layout LNG Plan



Gambar 4.2 Layout LNG Plan dengan Tekanan Tambahan

Untuk *feed* NG berasal dari sumber gas yang kemudian dilakukan proses pendinginan. Untuk variable kontrol selain 1 bar ditambahkan kompresor sebelum proses pendinginan. Setelah didinginkan, LNG ditampung pada tanki penyimpanan. Hasil BOG dari tanki penyimpanan disuplaikan kembali bersama NG. LNG kemudian dapat didistribusikan ke kapal sebagai bahan bakar.

4.1 Data

Data primer yang diperlukan yaitu kebutuhan kapasitas bunkering kapal. Untuk itu kebutuhan kapal diasumsikan sementara 10 MMSCFD (Milion Standart Cubic Feet per Day) gas. Sedangkan untuk data skunder yang dibutuhkan ialah berupa tekanan, suhu, serta composisi kimia dari natural gas. Data tersebut didapatkan dari beberapa sumber literatur berupa buku dan jurnal. Composisi kima natural gas diambil yang bersumber dari natural gas di Indonesia.

Tabel 4.1 Data Sekunder

Data sekunder	
tekanan	3,5 bar
Temperatur	25 °C
Composisi Natural Gas (%)	
Metana	90,67
Propana	6,00
Etana	2,48

n-Butane	0,82
Lain lain	0,02

Dari data tersebut dilakukan perencanaan design sistem liquefaction. Metode yang digunakan yaitu metode cascade. Untuk refrigerant pada metode cascade menggunakan propana untuk *precooler* sistem serta untuk *main heat exchanger* menggunakan metana dan etana.

Table 4.2Jenis Refrigerant yang digunakan

No.	Jenis refrigerant	Tingkat refrigerasi
1	Propana (CH ₃)	Pertama (precooler)
2	Etana (CH ₂)	Kedua
3	Metana (CH ₄)	Ketiga

4.2 Desain dan Perhitungan Sistem Pencairan Natral Gas

Dari data dan penentuan metode serta refrigerant yang digunakan selanjutnya dilakukan desain dan perhitungan untuk sistem liquefaction. Desain sistem dapat dilakukan pada software HYSYS. Untuk dapat menggunakan software tersebut memasukkan data komposisi, tekanan, suhu, dan *flow rate* untuk natural gas yang disuplai serta refrigerant yang digunakan. Setelah itu dapat mengetahui propertis dan kondisi fluida fluida tersebut. Untuk desain P&fd lebih detail dapat dilihat pada lampiran A.

Variable control dalam desain sistem dirancang yaitu tekanan pada storage tank LNG. Masing masing menggunakan tekanan 1 bar, 3bar, 7bar, dan 20 bar. Untuk menaikkan tekanan maka memerlukan

kopressor tambahan yang diletakkan sebelum gas masuk kedalam sistem pendingin. Agar mempermudah perhitungannya menggunakan bantuan software EES. Hasil perhitungan EES dapat dilihat pada tabel dibawah ini. Perhitungan lebih detail terdapat pada lampiran B.

Table 4.3 Daya Kompresor Tambahan

Variabel kontrol	Daya kompresor (kW)
1 bar	-
3 bar	188,8
7 bar	541,14
20 bar	1083

4.2.1 Proses Pendinginan

a. Kebutuhan refrigerant

Dari perencanaan desain sistem pendinginan yang telah divariasikan tekanan pada storage tank maka memerlukan massa refrigerant sebanyak:

Tabel 4.4 Mass Flow Rate Refrigerant

Jenis Refrigerant	mass flow rate rafrigrant pada variabel kontrol			
	1 bar	3 bar	7 bar	20 bar
	kg/h			
Propana (loop 1)	3200	3200	3300	3900
Etana (loop 2)	1500	1800	2150	2800
Metana (loop 3)	17500	13800	11800	7800

- Refrigerant Propana (loop 1) sebagai proses precooling. Refrigerant ini dipilih karena

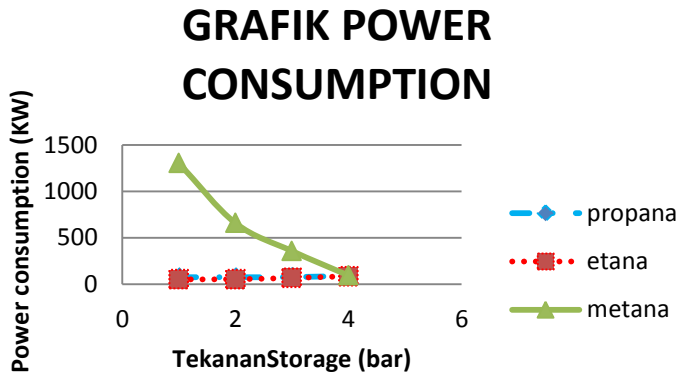
mampu mendinginkan gas hingga -30 derajat celcius.

- Refrigerant etana (loop 2) dan metana (loop 3) sebagai proses main cooling. Etana mampu mendinginkan hingga -80 derajat celcius sedangkan metana -170 derajat celcius. Dibandingkan dengan propane kedua refrigerant ini memiliki selisih enthalpy lebih rendah. Enthalpy menyatakan jumlah energy (kalori), sehingga untuk menaikkan tekanan memerlukan power tidak besar.
- Pada setiap refrigerant memerlukan *mass flow rate* yang berbeda dikarenakan dampak tekanan yang digunakan pada *feed* gas. Tekanan mempengaruhi suhu dan *enthalpy* sehingga *phase friction* keluar *heat exchanger* (HE). *Phase friction* merupakan perbandingan fase uap dan cair, maka dari itu dapat mempengaruhi kapasitas *mass flow rate* yang digunakan untuk mendinginkan.berbeda setiap.

Tabel 4.5 Power Consumption

	1 bar	3 bar	7 bar	20 bar
Titik leleh (°C)	-160	-146	-132	-105
Feed gas (kg/h)	8750	8750	8750	8750
propana cycle compresor power (KW)	75,79	75,79	77,117	90,74

etana cycle compresor power (KW)	52,52	54,45	67,75	86,26
methana cycle compresor power (KW)	1304,08	659,08	358,02	95,202
propana cycle cooling capacity (KW)	390 25 s/d -31°C	268,9 25,76 s/d -31°C	375,3 27,65 s/d -30°C	449 33 s/d -30°C
etana cycle cooling capacity (KW)	193,7 -31 s/d -62°C	236,33 31 s/d -65°C	282,33 -31 s/d -65°C	365,4 -31 s/d -65°C
methana cycle cooling capacity (KW)	3363,3 -62 s/d -160°C	2222 -65 s/d -146°C	1738 -65 s/d -132°C	1126 -65 s/d -105°C
Energi tambahan (KW)	0	188,8	541,14	1083
Total power consumption (KW)	1453,7	978,25	1044,027	1355,20
LNG Product (m3/hr)	19,67	20,17	21,25	24



Gambar 4.3 Grafik Power Consumption

- Compressor power propana cycle pada 1 bar dan 3 bar memiliki beasaran yang sama, karena selisih suhu awal feed gas dan mass flow rate tidak terlalu besar. Kerja kompresor dipengaruhi oleh banyaknya mass flow rate yang digunakan. Semakin besar mass flow rate maka kerja kompresor juga semakin besar (mass flow rate dapat dilihat pada tabel 4.4). suhu yang keluar dari loop ini sama yaitu -30°C
- Power consumption etana cycle berbeda bebeda akibat dari mass flow rate yang akan dikompresi. Temperatur dari loop ini kurang lebih -65°C .
- Pada methana cycle power yang dibutuhkan berbeda karena selisih temperatur masuk dan keluar masing masing dari variabel kontrol berbeda. Semakin besar selisihnya maka mass flowrate semakin besar.
- Cooling capacity merupakan kapasitas keseluruhan dari *heat exchanger* yang dibutuhkan untuk

produksi. Pada propana loop selisih cooling capacity dari masing masing variable control tidak terlalu besar. Sedangkan untuk metana loop selisih dari cooling capacity cukup besar, hal ini disebabkan selisih suhu dari natural gas yang akan didinginkan sangat besar. Keadaan tersebut dapat mempengaruhi banyaknya *heat exchanger* yang digunakan. Cooling capacity ini juga dipengaruhi oleh heat transfer yang berbanding lurus dengan mass flow rate. Semakin banyak mass flow rate maka heat transfer juga semakin besar begitupula dengan sebaliknya.

- Total power consumption merupakan penjumlahan dari power yang dihasilkan oleh kompresor tambahan dengan power yang dibutuhkan oleh siklus refrigrasi.
- Dari seluruh desain perencanaan tersebut produksi LNG telah memenuhi kebutuhan 10 MMCFD. Contoh untuk variabel control 3 bar dengan produksi LNG 20,17 m³/h. Konversi kapasitas LNG:
 - $1 \text{ m}^3 = 35,31 \text{ ft}^3$
 - Perbandingan volume LNG fase Liquid dengan fase Vapor adalah 1:600
 - $20,17 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times 24 = 484 \frac{\text{m}^3}{\text{d}} = 16867$
 - Untuk kondisi vapor maka

$$16867 \frac{\text{ft}^3}{\text{d}} \times 600 = 10120139 \frac{\text{ft}^3}{\text{d}}$$
 - $10120139 \frac{\text{ft}^3}{\text{d}} = 10,12 \text{ MMSCFD}$

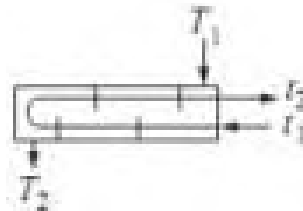
Tabel 4.6 Produksi LNG

	hasil LNG		hasil LNG (gas)	
	m3/hr	m3/day	ft3/day	mmscfd
tanki 1 bar	19,45	467	10063185	10,00
tanki 3 bar	20,17	484	10120139	10,12
tanki 7 bar	21,25	510	10662021	10,66
tanki 20 bar	24	576	12041812	12,04

4.2.2 `Termodinamika

Contoh perhitungan daya pada masing masing komponen sistem refrigrasi

- Perhitungan heat transfer pada heat exchanger (evaporator) HE_PRE 1 pada variabel control 1 bar.

**Gambar 4.4** Evaporator

Mencari nilai dari panas spesifik (C_p) dari natural gas menggunakan software EES untuk mempermudah dan mempercepat perhitungan

$$Q = \dot{m} \cdot CP \cdot \Delta T$$

$$Q = 8750 \frac{kg}{h} \cdot 2,335 \frac{kJ}{kg \cdot C} \cdot (25 - 11)^{\circ}C$$

$$Q = 300543,69 \frac{kJ}{h}$$

Dengan mengetahui temperatur masuk dan keluar kedua fluida maka nilai LMTD:

$$T_1 = -24^{\circ}C$$

$$T_2 = -20^{\circ}C$$

$$t_1 = 25^{\circ}C$$

$$t_2 = 12,78^{\circ}C$$

$$\Delta T_1 = t_1 - T_2 = 25 - (-24) = 48,63^{\circ}C$$

$$\Delta T_2 = t_2 - T_1 = 12,78 - (-24) = 36,78^{\circ}C$$

$$\Delta T_M = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_M = 39,91^{\circ}C$$

Maka luas permukaan area perpindahan panas HE menjadi

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_M$$

$$A_s = \frac{U \cdot \Delta T_M}{Q}$$

$$A_s = \frac{15.39,91}{3000543,69}$$

$$A_s = 0,13 \text{ m}^2$$

Faktor koreksi (F) dari HE dimana nilainya tergantung pada geometri dari *shell and tube* terhadap rasio dua temperatur yaitu:

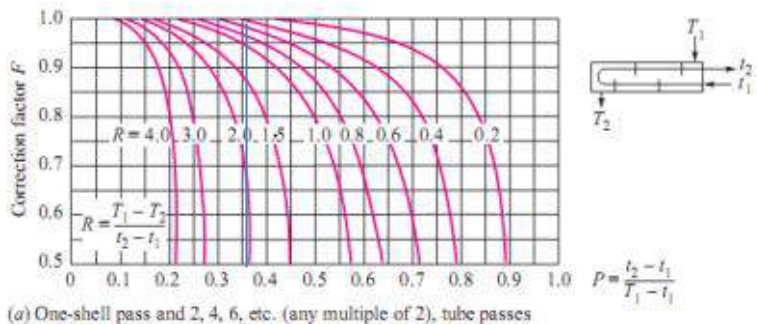
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{-20 - (-24)}{25 - (-26)} = 0,08$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{25 - 11}{-20 - (-24)} = 3,68$$

Dari nilai P dan R maka dapat diketahui nilai dari factor koreksi:



Gambar 4.5 Koreksi Factor Friction

Nilai dari faktor koreksi (R_f) yaitu 1 sedangkan nilai dari fouling faktor pada HE yang menggunakan

refrigerant adalah $0,0002 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ sehingga heat transfer yang dapat dilakukan oleh HE tersebut:

$$U' = \frac{1}{\frac{1}{U} + R_f}$$

$$U' = \frac{1}{\frac{1}{0,0002} + 1}$$

$$U' = 14,96$$

$$Q = U' \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_M$$

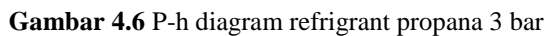
$$Q = 14,96 \cdot 0,13 \cdot 1 \cdot 39,91$$

$$Q = 2,99 \times 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

Jadi heat transfer yang dapat pada HE tersebut $2,99 \times 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$ sedangkan dari hasil software $2,65 \times 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$. Untuk hasil keseluruhannya dapat dilihat pada lampiran B.

b. Perhitungan daya kompresor

Untuk mengetahui daya kompresor maka terlebih dahulu mencari *enthalpy* pada suction dan discharge kompresor. Nilai *enthalpy* didapatkan dari grafik P-h diagram. Berikut hasil perhitungan kompresor k-102:


$$P_1 = 214,2 \text{ kPa}$$

$$P_1 = 214,2 \text{ kPa}$$

$$h_1 = 253 \text{ KJ/kg}$$

$$\dot{m}_1 = 3200 \text{ kg/h} = 0,89 \text{ kg/s}$$

$$\mathbf{x}_1 = 1$$

$$P_2 = 600 \text{ kPa}$$

$$h_2 = 319 \text{ KJ/kg}$$

$$\dot{m}_2 = 3200 \text{ kg/h}$$

$$x_2 = 1$$

22

$$W_{comp} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$W_{comp} = 0,89 (319 - 253)$$

$$W_{comp} = 58,7 \text{ kW}$$

Jadi hasil dari perhitungan untuk kompresor K-102 adalah 58,7 kW sedangkan hasil dari software 57,9 kW. Untuk hasil keseluruhannya dapat dilihat pada lampiran B.

4.3 Peritungan *Heat Transfer* Pada tanki

4.3.1 Perencanaan tanki storage

Tanki storage dirancang untuk meminimalkan rambatan panas pada ruang penyimpanan. Tanki harus terbuat dari bahan yang memiliki konduktifitas panas rendah. Sistem isolasi untuk mencegah masuknya air atau uap air sangat penting. Masuknya air hasil kondensasi dapat mengurangi efisiensi isolasi. kondensasi dan pembekuan dapat menyebabkan kerusakan yang luas untuk isolasi. kondisi kelembaban dijaga serendah mungkin dalam ruang secara terus menerus. Salah satu cara untuk melindungi isolasi ini adalah memberikan lapisan foil yang bertindak sebagai penghalang uap untuk mengelilingi sistem.

Standart untuk mereancang dimensi tanki berdasarkan pada Australia standard (Based on the AS 1692-1989 Standard the wall of outer wall of “THICKNESS, SHELLS AND ENDS FOR CYLINDRICAL VERTICAL TANKS CATEGORY 5)

Table 4.7 ketebalan Material Tanki

Tank diameter (m)	Shell (mm)	
	Low carbon steel	Stainless steel
≤ 1.53	3	2.5
$> 1.53 \leq 2.20$	5	4
$> 2.20 \leq 2.75$	5	4
$> 2.75 \leq 3.75$	6	5
$> 3.75 \leq 4.5$	6	5
> 4.5	Design as a Category 6 tank	

Source: AS 1692-1989

Dari standard diatas maka dimensi tanki yang direncanakan memiliki diameter 4,5 meter. Tebal lapisan terluar carbon steel 6 mm dan lapisan terdalam berupa stainless steel 5 mm. Sebagai isolasi antara carbon steel dan stainless steel berupa perlite 0.5 m. Berdasarkan hasil produksi LNG pada masing masing variable digunakan sebagai acuan ukuran dan banyaknya tanki. Pada tabel 4.7 dimensi tanki bagian dalam sudah dikurangi dengan ketebalan dari masing masing lapisan .

Tabel 4.8 Dimensi tanki

	dimensi dalam		dimensi luar		volume	jumlah tanki	Toal volume
	D (m)	L (m)	D (m)	L(m)	m ³		m ³
tanki 1 bar	4.5	10	3.478	8.978	85.25	6	511.52
tanki 3 bar	4.5	10	3.478	8.978	85.25	6	511,52
tanki 7 bar	4.5	10	3.478	8.978	85.25	6	511.52
tanki 20 bar	4.5	10	3.478	8.978	85.25	7	596.77

4.3.2 Boil of gas yang terjadi

Panas dari lingkungan merambat melalui dinding tanki yang kemudian mempengaruhi temperatur LNG. Penelitian ini disimulasikan berada di Pelabuhan Merak. Maka temperatur yang digunakan mengacu pada temperatur daerah Merak, Banten.

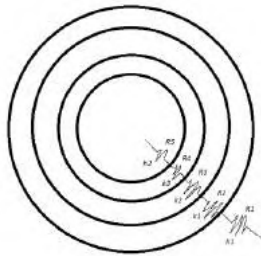
Tabel 4.9 Keadaan Cuaca Wilayah Banten

Ibukota Kabupaten	Cuaca	Suhu (°C)	Kelembaban (%)	Kec. Angin (km/jam)	Arah Angin
Pandeglang	Hujan Ringan	23 - 33	62 - 93	18	Tenggara
Rangkas Bitung	Hujan Ringan	24 - 34	63 - 93	18	Tenggara
Tigaraksa	Hujan Ringan	24 - 33	62 - 93	18	Tenggara
Serang	Hujan Ringan	24 - 34	60 - 92	18	Tenggara
Tangerang	Hujan Sedang	24 - 33	63 - 95	18	Tenggara
Cilegon	Hujan Ringan	24 - 34	60 - 92	18	Tenggara
Ciruas	Hujan Ringan	24 - 34	60 - 92	18	Tenggara
Lebak	Hujan Ringan	23 - 33	63 - 93	18	Tenggara
Malimping	Hujan Ringan	24 - 33	64 - 93	20	Tenggara
Gunung Kencana	Hujan Ringan	23 - 33	64 - 94	18	Tenggara
Labuhan	Hujan Ringan	24 - 34	62 - 93	20	Tenggara
Ujung Kulon	Hujan Ringan	24 - 33	60 - 93	20	Tenggara
Carita	Hujan Ringan	24 - 34	62 - 93	20	Tenggara

Anyer	Hujan Ringan	24 - 34	60 - 92	20	Tenggara
Bojonegara	Hujan Ringan	24 - 34	60 - 92	20	Tenggara
Merak	Hujan Ringan	24 - 34	60 - 92	20	Tenggara

Sumber : <http://meteo.bmkg.go.id/prakiraan/propinsi/11>

Untuk mengetahui berapa BOG yang terjadi maka kondisi temperature udara menggunakan yang terekstrim. Pada tabel 4.6 di Merak diambil temperature udara 34°C . maka heat transfer yang terjadi:



Gambar 4.7 Heat transfer pada tanki

Koefisien heat transfer:

- R1 (konveksi)

Tabel 4.10 Propertis udara 307 K

T(K)	ρ	Cp	μ	ν	K	α	Pr
300	11.77	1.005	1.84	15.69	0.026	0.22	0.708
307	10.26	1.006	1.87	16.39	0.026	0.23	0.706
350	0.998	1.009	2.075	20.76	0.030	0.30	0.697

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$$

$$Re = \frac{11,77 \cdot 6,11 \cdot 4,5}{1,87 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 17308509$$

$$n_u = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{D}{L} \right) Re Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{D}{L} \right) Re Pr \right]^2}$$

$$n_u = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{4,5}{0,006} \right) 17308509 \cdot 0,706}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{4,5}{0,006} \right) 17308509 \cdot 0,706 \right]^2}$$

$$n_u = 36,6$$

$$h_i = \frac{36,6 \times 0,026}{4,5}$$

$$h_i = \frac{36,6 \times 0,026}{4,5}$$

$$h_i = 0,211$$

$$R1_{conv} = \frac{1}{h_i A}$$

$$R1_{conv} = \frac{1}{0,211 \times 141,3}$$

$$R1_{conv} = 0,0335$$

- R2 (konduksi)

R2 Konduksi (carbon steel)	$\frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L_2}$
ro	4.5 m
ri	4.488 m
k	36 W/m2k

L	0.006 m
R2=	0.00196

- R3 (konduksi)

R3 Konduksi (perlite)	$\frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L_2}$
ro	4.488 m
ri	3.488 m
k	0.006 W/m ² k
L	0.5 m
R3=	13.379

- R4 (konduksi)

R4 Konduksi (stainless)	$\frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L_2}$
ro	3.488 m
ri	3.478 m
k	15 W/m ² k
L	0.005 m
R4=	0.0061

- R5 (konveksi)

LNG Property (1.3)		
Saturated Temperature	-163	°C
Liquid density	424,53	kg/m ³
Liquid Specific Heat, c _p	3450	J/kg K
Liquid Viscosity, μ	11781,33	kg/ms
Liquid Thermal Conductivity, k	0,193	W/m K
Liquid Surface Tension	0,014	N/m
Heat of vaporization, h _{fg}	5103000	J/kg K
Heat of fusion, h _{af}	58620	J/kg
Vapor Density	1,826	kg/m ³
α _{LNG}	0,04-0,06	%

Reynold number	32448.34042
Pr	3199.740933
nu	2194.793856
hi	170.1869081
A	4.863169985
R5=	0.00121

- $$R_{tot} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5$$

$$= 0.0335 + 0.00196 + 13.379 + 0,0061 + 0,00121$$

$$R_{tot} = 13,419$$

- $$U_o = \frac{1}{R_{tot}}$$

$$U_o = \frac{1}{13,419}$$

$$U_o = 0,07451$$

- $$Q = U_o \cdot A \cdot \Delta T$$

$$Q = 0,074 \cdot 141,3 \cdot (307 - 113,15)$$

$$Q = 2042,752 \text{ Watt}$$

4.4 Boil off Gas Rate (BOR)

BOG (boil of gas) merupakan banyaknya jumlah liquid yang menjadi gas karena pengaruh temperatur lingkungan.

- Heat of vaporizer LNG = 5103000 (J/kg)
- BOG

$$BOG = \frac{Q \left(\frac{j}{s} \right) \cdot 3600 \left(\frac{s}{h} \right)}{\text{heat of vaporizer} \left(\frac{j}{s} \right)}$$

$$BOG = \frac{2042,752 \cdot 3600}{5103000}$$

$$BOG = 1.44 \frac{kg}{h}$$

- BOR pada masing masing tanki

$$BOR = \frac{(BOG \left(\frac{kg}{s} \right) / \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)) 24 \left(\frac{h}{day} \right)}{\text{volume tanki} (m^3)} \times 100\%$$

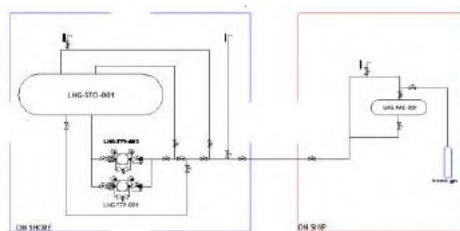
$$BOR = \frac{(1.44/424,53) 24 \left(\frac{h}{day} \right)}{85,25} \times 100\%$$

$$BOR = 0,095 \%$$

Dari total volume pada variable control 1 bar sebanyak 467 m³/day memerlukan 6 tanki, maka jumlah keseluruhannya BOG 8,647 kg/h dan BOR 0,5733% .

4.5 Penentuan Spesifikasi Pompa

Untuk menentukan spesifikasi pompa terlebih dahulu membuat gambar keyplan dari sistemnya. Berikut gambar sistem



Gambar 4.8 Suplay Sistem

Menentukan spesifikasi pompa, panjang pipa yang akan digunakan diasumsikan Untuk kebutuhan dari setiap kapal yang akan melakukan pengisian bahan bakar (bunkering) $187,061\text{m}^3$ dengan waktu 4 jam. Maka spesifikasi pompa:

Tabel 4.11 Spesifikasi Pompa

Calculation Capacity of pump (Q) :	50.00	m^3 / h
Total Pump Head (HT) :	350.00	m

BAB V

PENUTUP

5. 1 Kesimpulan

1. Untuk perancangan sistem pendinginan natural gas yang menghasilkan minimal gas lng sebesar 10 mmcf/d yang telah dilakukan dengan HYSYS
 - Pada tekanan tanki 1 bar memerlukan feed gas 8750 kg/h menghasilkan LNG 20,17 m³/hr atau 10,00 mmcf/d membutuhkan power 1435,7 KW.
 - Pada tekanan tanki 3 bar memerlukan feed gas 8750 kg/h menghasilkan LNG 21,73m³/hr atau 10,06 mmcf/d membutuhkan power 978,25 KW.
 - Pada tekanan tanki 7 bar memerlukan feed gas 8750 kg/h menghasilkan LNG 20,08m³/hr atau 10,61 mmcf/d membutuhkan power 1044,027 KW.
 - Pada tekanan tanki 1 bar memerlukan feed gas 8750 kg/h menghasilkan LNG 24m³/hr atau 11,96 mmcf/d membutuhkan power 1355,20 KW.
2. Tekanan operasional pada tanki semakin tinggi maka titik leleh dari feed gas samakin tinggi juga sehingga dapat mengurangi power consumption dari proses pendinginan natural gas.

3. Suhu lingkungan, dimensi tanki penyimpanan dan tebal lapisan pada tanki mempengaruhi BOG yang terjadi.
4. Boil of gas yang terjadi pada setiap tanki dengan dimensi diameter 4,5 meter dan tinggi 10 meter adalah 1,44 kg/jam atau BOR 0,095 % per hari.
5. Spesifikasi pompa untuk mensuplai LNG dr tanki penyimpanan $50\text{m}^3/\text{h}$ dan head pompa 350 m.

5.1 Saran

1. Untuk mendapatkan hasil yang lebih baik dalam proses pendinginan natural gas maka data properties dan komposisi harus lebih detail.
2. Data lingkungan berupa suhu yang terbaru sangat dapat membantu untuk mengetahui bog yang terjadi.
3. Data lingkungan berupa denah (map) tempat perencanaan dapat sangat membantu untuk mengetahui detail spesifikasi pompa yang diperlukan.

LAMPIRAN

"20BAR"

P_NG=350[kpa]

x_NG=1

T_NG=25[c]

m_dot_NG=8750[kg/h]

h_ng=ENTHALPY(Methane;T=T_NG;P=P_NG)

W_comp=1083[kw]

h_feed=(W_comp+(m_dot_NG*h_ng))/m_dot_NG

P_feed=2250[kpa]

T_feed=TEMPERATURE(Methane;h=h_feed;P=P_feed)

"7BAR"

P_7_NG=350[kpa]

x_7_NG=1

T_7_NG=25[c]

m_dot_7_NG=8750[kg/h]

h_7_ng=ENTHALPY(Methane;T=T_7_NG;P=P_7_NG)

W_7_comp=541,14[kw]

h_7_feed=(W_7_comp+(m_dot_7_NG*h_7_ng))/m_dot_7_NG

P_7_feed=960[kpa]

T_7_feed=TEMPERATURE(Methane;h=h_7_feed;P=P_7_feed)

"3BAR"

P_3_NG=350[kpa]

x_3_NG=1

T_3_NG=25[c]

m_dot_3_NG=8750[kg/h]

h_3_ng=ENTHALPY(Methane;T=T_3_NG;P=P_3_NG)

W_3_comp=188,791[kw]

h_3_feed=(W_3_comp+(m_dot_3_NG*h_3_ng))/m_dot_3_NG

P_3_feed=510[kpa]

T_3_feed=TEMPERATURE(Methane;h=h_3_feed;P=P_3_feed)

20BAR

P_NG = 350 [kpa]

x_NG = 1

T_NG = 25 [c]

$$\dot{m}_{NG} = 8750 \text{ [kg/h]}$$

$$h_{ng} = h \text{ ['Methane' ; } T = T_{NG} \text{ ; } P = P_{NG} \text{]}$$

$$W_{comp} = 1083 \text{ [kW]}$$

$$h_{feed} = \frac{W_{comp} + \dot{m}_{NG} \cdot h_{ng}}{\dot{m}_{NG}}$$

$$P_{feed} = 2250 \text{ [kpa]}$$

$$T_{feed} = T \text{ ['Methane' ; } h = h_{feed} \text{ ; } P = P_{feed} \text{]}$$

7BAR

$$P_{7,NG} = 350 \text{ [kpa]}$$

$$x_{7,NG} = 1$$

$$T_{7,NG} = 25 \text{ [c]}$$

$$\dot{m}_{7,NG} = 8750 \text{ [kg/h]}$$

$$h_{7,ng} = h \text{ ['Methane' ; } T = T_{7,NG} \text{ ; } P = P_{7,NG} \text{]}$$

$$W_{7,comp} = 541,14 \text{ [kW]}$$

$$h_{7,feed} = \frac{W_{7,comp} + \dot{m}_{7,NG} \cdot h_{7,ng}}{\dot{m}_{7,NG}}$$

$$P_{7,feed} = 960 \text{ [kpa]}$$

$$T_{7,feed} = T \text{ ['Methane' ; } h = h_{7,feed} \text{ ; } P = P_{7,feed} \text{]}$$

3BAR

$$P_{3,NG} = 350 \text{ [kpa]}$$

$$x_{3,NG} = 1$$

$$T_{3,NG} = 25 \text{ [c]}$$

$$\dot{m}_{3,NG} = 8750 \text{ [kg/h]}$$

$$h_{3,ng} = h \text{ ['Methane' ; } T = T_{3,NG} \text{ ; } P = P_{3,NG} \text{]}$$

$$W_{3,comp} = 188,791 \text{ [kw]}$$

$$h_{3,feed} = \frac{W_{3,comp} + \dot{m}_{3,NG} \cdot h_{3,ng}}{\dot{m}_{3,NG}}$$

$$P_{3,feed} = 510 \text{ [kpa]}$$

$$T_{3,feed} = T \text{ ['Methane' ; } h = h_{3,feed} \text{ ; } P = P_{3,feed} \text{]}$$

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$$h_{3,feed} = -3,401$$

$$h_{7,feed} = -3,361$$

$$h_{feed} = -3,299$$

$$\dot{m}_{3,NG} = 8750 \text{ [kg/h]}$$

$$\dot{m}_{NG} = 8750 \text{ [kg/h]}$$

$$P_{3,NG} = 350 \text{ [kpa]}$$

$$P_{7,NG} = 350 \text{ [kpa]}$$

$$P_{NG} = 350 \text{ [kpa]}$$

$$T_{3,NG} = 25 \text{ [c]}$$

$$T_{7,NG} = 25 \text{ [c]}$$

$$T_{NG} = 25 \text{ [c]}$$

$$W_{7,comp} = 541,1 \text{ [kw]}$$

$$x_{3,NG} = 1$$

$$x_{NG} = 1$$

$$h_{3,ng} = -3,423 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{7,ng} = -3,423 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{ng} = -3,423 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_{7,NG} = 8750 \text{ [kg/h]}$$

$$P_{3,feed} = 510 \text{ [kpa]}$$

$$P_{7,feed} = 960 \text{ [kpa]}$$

$$P_{feed} = 2250 \text{ [kpa]}$$

$$T_{3,feed} = 25,71 \text{ [C]}$$

$$T_{7,feed} = 27,85 \text{ [C]}$$

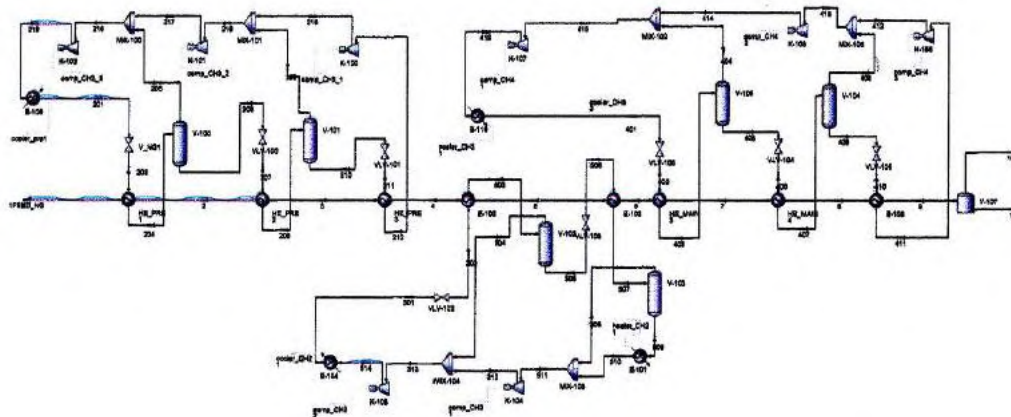
$$T_{feed} = 33 \text{ [C]}$$

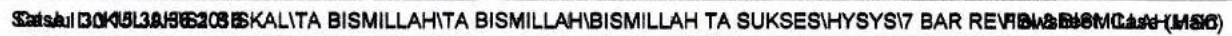
$$W_{3,comp} = 188,8 \text{ [kw]}$$

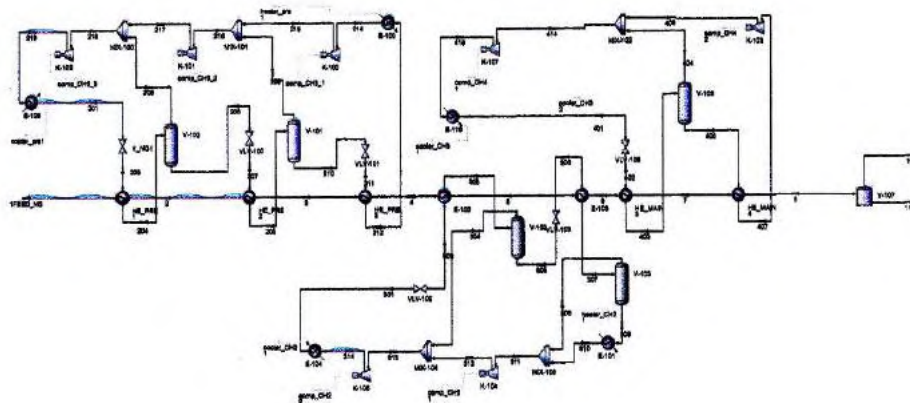
$$W_{comp} = 1083 \text{ [kw]}$$

$$x_{7,NG} = 1$$









Variabel kontrol tekanan 1 bar

no.	Heat Exchanger	Temperature tube		Temperature shell		Heat spesific	mass flow		Q		ΔTm	U	A	diameter
		T _{in}	T _{out}	t _{in}	t _{out}				m.cp.ΔT				Q/(U.ΔTm)	
		°C		°C			KJ/kg°C	kg/h	kg/s	Kj/s	kj/h	°C	W/m ² °c	m ²
1	HE_PRE1	25,71	11,5	-23,63	-20	2,335	8750	2,43	80,65	3,E+05	40,19	15	0,1338	0,41
2	HE_PRE2	11	-25	-36,09	-31	2,321	8750	2,43	203,09	7,E+05	23,21	15	0,5833	0,86
3	HE_PRE3	-25	-31	-47,07	-40	2,318	8750	2,43	33,80	1,E+05	15,53	15	0,1451	0,43
4	HE_MAIN 1	-31	-55	-62,07	-60	2,32	8750	2,43	135,33	5,E+05	15,54	15	0,5807	0,86
5	HE_MAIN 2	-55	-62	-80	71,75	2,347	8750	2,43	39,93	1,E+05	17,37	15	0,1533	0,44
6	HE_MAIN 3	-62	-110	-131,4	-130	2,412	8750	2,43	281,40	1,E+06	40,31	15	0,4654	0,77
7	HE_MAIN 4	-110	-140	-142	-140	2,521	8750	2,43	183,82	7,E+05	10,34	15	1,1852	1,23
8	HE_MAIN 5	-140	-160	-170	-168	2,619	8750	2,43	127,31	5,E+05	17,48	15	0,4855	0,79

no.	Heat Exchanger	Temperature tube		Temperature shell		P	$\frac{T_1 \text{ R } T_2}{t_2 - t_1}$	Faktor koreksi	Fouling (R _f)	U'	Q	
		T _{in}	T _{out}	t _{in}	t _{out}	$\frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$	U'.A.fm.ΔTm					
		°C		°C					m ² °C/w	1/((1/U)+R _f)	Kj/s	kj/h
1	HE_PRE1	25,71	11,5	-24	-20	0,08	3,55	1	0,0002	14,96	80,41	2,89,E+05
2	HE_PRE2	1	-25	-31	-24	0,22	3,71	0,8	0,0002	14,96	161,98	5,83,E+05
3	HE_PRE3	-25	-37	-40	-36,45	0,24	3,38	0,75	0,0002	14,96	25,28	9,10,E+04
4	HE_MAIN 1	-37	-55	-70	-64,18	0,18	3,09	0,96	0,0002	14,96	129,53	4,66,E+05
5	HE_MAIN 2	-55	-75	-80	-74	0,24	3,33	0,78	0,0002	14,96	31,05	1,12,E+05
6	HE_MAIN 3	-75	-100	-120	-112,4	0,17	3,29	0,97	0,0002	14,96	272,14	9,80,E+05
7	HE_MAIN 4	-100	-132	-140	-132	0,20	4,00	0,91	0,0002	14,96	166,78	6,00,E+05
8	HE_MAIN 5	-132	-163	-165	-157,8	0,22	4,31	0,75	0,0002	14,96	95,20	3,43,E+05

7 bar

no.	Heat Exchanger	Temperature tube		Temperature shell		Heat spesific	mass flow		Q		ΔTm	U	A	diameter
		T _{in}	T _{out}	t _{in}	t _{out}				m.cp.ΔT				Q/(U.ΔTm)	
		°C		°C			KJ/kg°C	kg/h	kg/s	Kj/s	kj/h	°C	W/m ² °c	m ²
1	HE_PRE1	27,65	11,5	-23,63	-20	2,335	8750	2,43	91,66	3,E+05	41,07	15	0,1488	0,44
2	HE_PRE2	11	-25	-36,09	-31	2,321	8750	2,43	203,09	7,E+05	23,21	15	0,5833	0,86
3	HE_PRE3	-25	-30	-40	-39	2,318	8750	2,43	28,17	1,E+05	11,89	15	0,1580	0,45
4	HE_MAIN 1	-30	-50	-162	-160	2,32	8750	2,43	112,78	4,E+05	120,78	15	0,0623	0,28
5	HE_MAIN 2	-50	-65	-72,8	-70	2,347	8750	2,43	85,57	3,E+05	12,96	15	0,4403	0,75
6	HE_MAIN 3	-65	-70	-130,8	-127	2,412	8750	2,43	29,31	1,E+05	61,40	15	0,0318	0,20
7	HE_MAIN 4	-70	-120	-141,2	-140	2,521	8750	2,43	306,37	1,E+06	40,85	15	0,4999	0,80
8	HE_MAIN 5	-120	-130	-145	-129,9	2,619	8750	2,43	63,66	2,E+05	12,27	15	0,3458	0,66

no.	Heat Exchanger	Temperature tube		Temperature shell		P	$\frac{T_1 + T_2}{2}$	Faktor koreksi	Fouling (R _f)	U'	Q	
		T _{in}	T _{out}	t _{in}	t _{out}	$\frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$	$t_2 - t_1$				U'.A.fm.ΔTm	
		°C		°C					m ² °C/w	1/((1/U)+R _f)	Kj/s	kj/h
1	HE_PRE1	27,65	11,5	-24	-20	0,08	4,04	1	0,0002	14,96	91,38	3,29,E+05
2	HE_PRE2	1	-25	-31	-24	0,22	3,71	0,8	0,0002	14,96	161,98	5,83,E+05
3	HE_PRE3	-25	-37	-40	-36,45	0,24	3,38	0,75	0,0002	14,96	21,06	7,58,E+04
4	HE_MAIN 1	-37	-55	-70	-64,18	0,18	3,09	0,96	0,0002	14,96	107,94	3,89,E+05
5	HE_MAIN 2	-55	-75	-80	-74	0,24	3,33	0,78	0,0002	14,96	66,54	2,40,E+05
6	HE_MAIN 3	-75	-100	-120	-112,4	0,17	3,29	0,97	0,0002	14,96	28,35	1,02,E+05
7	HE_MAIN 4	-100	-132	-140	-132	0,20	4,00	0,91	0,0002	14,96	277,96	1,00,E+06
8	HE_MAIN 5	-132	-163	-165	-157,8	0,22	4,31	0,75	0,0002	14,96	47,60	1,71,E+05

3 BAR

no.	Heat Exchanger	Temperature tube		Temperature shell		Heat spesific	mass flow		Q		ΔTm	U	A	diameter
		T _{in}	T _{out}	t _{in}	t _{out}				m.cp.ΔT				Q/(U.ΔTm)	
		°C		°C			KJ/kg°C	kg/h	kg/s	Kj/s	kj/h	°C	W/m ² °c	m ²
1	HE_PRE1	25,71	11,5	-23,63	-20	2,335	8750	2,43	80,65	3,E+05	40,19	15	0,1338	0,41
2	HE_PRE2	11	-25	-36,09	-31	2,321	8750	2,43	203,09	7,E+05	23,21	15	0,5833	0,86
3	HE_PRE3	-25	-31	-47	-40	2,318	8750	2,43	33,80	1,E+05	15,49	15	0,1454	0,43
4	HE_MAIN 1	-31	-50	-62,07	-60	2,32	8750	2,43	107,14	4,E+05	19,31	15	0,3698	0,69
5	HE_MAIN 2	-50	-63	-72,88	-70	2,347	8750	2,43	74,16	3,E+05	14,35	15	0,3445	0,66
6	HE_MAIN 3	-63	-70	-120	-112,4	2,412	8750	2,43	41,04	1,E+05	49,70	15	0,0550	0,26
7	HE_MAIN 4	-70	-120	-141,2	-140	2,521	8750	2,43	306,37	1,E+06	40,85	15	0,4999	0,80
8	HE_MAIN 5	-120	-146	-155	-145,8	2,619	8750	2,43	165,51	6,E+05	15,95	15	0,6917	0,94

no.	Heat Exchanger	Temperature tube		Temperature shell		P	$\frac{T_1 \& T_2}{t_2 - t_1}$	Faktor koreksi	Fouling (R _f)	U'	Q	
		T _{in}	T _{out}	t _{in}	t _{out}	$\frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$	U'.A.fm.ΔT _m					
		°C		°C			Kj/s				kj/h	
1	HE_PRE1	25,71	11,5	-24	-20	0,08	3,55	1	0,0002	14,96	80,41	2,89,E+05
2	HE_PRE2	1	-25	-31	-24	0,22	3,71	0,8	0,0002	14,96	161,98	5,83,E+05
3	HE_PRE3	-25	-37	-40	-36,45	0,24	3,38	0,75	0,0002	14,96	25,28	9,10,E+04
4	HE_MAIN 1	-37	-55	-70	-64,18	0,18	3,09	0,96	0,0002	14,96	102,55	3,69,E+05
5	HE_MAIN 2	-55	-75	-80	-74	0,24	3,33	0,78	0,0002	14,96	57,67	2,08,E+05
6	HE_MAIN 3	-75	-100	-120	-112,4	0,17	3,29	0,97	0,0002	14,96	39,69	1,43,E+05
7	HE_MAIN 4	-100	-132	-140	-132	0,20	4,00	0,91	0,0002	14,96	277,96	1,00,E+06
8	HE_MAIN 5	-132	-163	-165	-157,8	0,22	4,31	0,75	0,0002	14,96	123,76	4,46,E+05

20 BAR

no.	Heat Exchanger	Temperature tube		Temperature shell		Heat spesific	mass flow		Q		ΔTm	U	A	diameter
		T _{in}	T _{out}	t _{in}	t _{out}				m.cp.ΔT				Q/(U.ΔTm)	
		°C		°C			KJ/kg°C	kg/h	kg/s	Kj/s	kj/h	°C	W/m ² °C	m ²
1	HE_PRE1	25,71	11,5	-23,63	-20	2,335	8750	2,43	80,65	3,E+05	40,19	15	0,1338	0,41
2	HE_PRE2	11	-25	-36,09	-31	2,321	8750	2,43	203,09	7,E+05	23,21	15	0,5833	0,86
3	HE_PRE3	-25	-31	-47	-40	2,318	8750	2,43	33,80	1,E+05	15,49	15	0,1454	0,43
4	HE_MAIN 1	-31	-50	-62,07	-60	2,32	8750	2,43	107,14	4,E+05	19,31	15	0,3698	0,69
5	HE_MAIN 2	-50	-63	-72,88	-70	2,347	8750	2,43	74,16	3,E+05	14,35	15	0,3445	0,66
6	HE_MAIN 3	-63	-70	-120	-112,4	2,412	8750	2,43	41,04	1,E+05	49,70	15	0,0550	0,26
7	HE_MAIN 4	-70	-120	-141,2	-140	2,521	8750	2,43	306,37	1,E+06	40,85	15	0,4999	0,80

no.	Heat Exchanger	Temperature tube		Temperature shell		P	$\frac{T_1 \text{ R } T_2}{t_2 - t_1}$	Faktor koreksi	Fouling (R _f)	U'	Q	
		T _{in}	T _{out}	t _{in}	t _{out}	$\frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$	U'.A.fm.ΔT _m					
		°C		°C			m ² °C/w				1/((1/U)+R _f)	Kj/s
1	HE_PRE1	33	11,5	-24	-20	0,07	5,38	1	0,0002	14,96	80,41	2,89,E+05
2	HE_PRE2	11,5	-25	-31	-24	0,16	5,21	0,8	0,0002	14,96	161,98	5,83,E+05
3	HE_PRE3	-25	-30	-40	-36,45	0,24	1,41	0,75	0,0002	14,96	25,28	9,10,E+04
4	HE_MAIN 1	-30	-50	-70	-64,18	0,15	3,44	0,96	0,0002	14,96	102,55	3,69,E+05
5	HE_MAIN 2	-50	-65	-80	-74	0,20	2,50	0,78	0,0002	14,96	57,67	2,08,E+05
6	HE_MAIN 3	-65	-70	-120	-112,4	0,14	0,66	0,97	0,0002	14,96	39,69	1,43,E+05
7	HE_MAIN 4	-70	-105	-140	-132	0,11	4,38	0,91	0,0002	14,96	277,96	1,00,E+06

1 BAR

No.	Compressor	ṁ		h _{in}	h _{out}	Power	
		kg/h	kg/s	Kj/kg	Kj/kg	Kj/s	KW
1	comp_CH3_1	267,7	0,07	225	250	1,86	1,9,E+00
2	comp_CH3_2	2019	0,56	235	264	16,26	1,6,E+01
3	comp_CH3_3	3200	0,89	260	320	53,33	5,3,E+01
4	comp_CH2_1	532	0,15	229	308	11,67	1,2,E+01
5	comp_CH2_2	1500	0,42	268	298	12,50	1,3,E+01
6	comp_CH2_3	1500	0,42	268	320	21,67	2,2,E+01
6	comp_CH4_1	10300	2,86	-400	-160	686,67	6,9,E+02
7	comp_CH4_2	13600	3,78	-215	-130	321,11	3,2,E+02
8	comp_CH4_3	17500	4,86	-170	-110	291,67	2,9,E+02

7Bar

No.	Compressor	ṁ		h _{in}	h _{out}	Power	
		kg/h	kg/s	Kj/kg	Kj/kg	Kj/s	KW
1	comp_CH3_1	212	0,06	225	250	1,47	1,5,E+00
2	comp_CH3_2	1974	0,55	235	264	15,90	1,6,E+01
3	comp_CH3_3	3300	0,92	257	320	57,75	5,8,E+01
4	comp_CH2_1	925	0,26	225	275	12,85	1,3,E+01
5	comp_CH2_2	2150	0,60	255	355	59,72	6,0,E+01
6	comp_CH4_1	5979	1,66	-335	-302	54,81	5,5,E+01
7	comp_CH4_2	10860	3,02	-335	-278	171,95	1,7,E+02
8	comp_CH4_3	11800	3,28	-285	-245	131,11	1,3,E+02

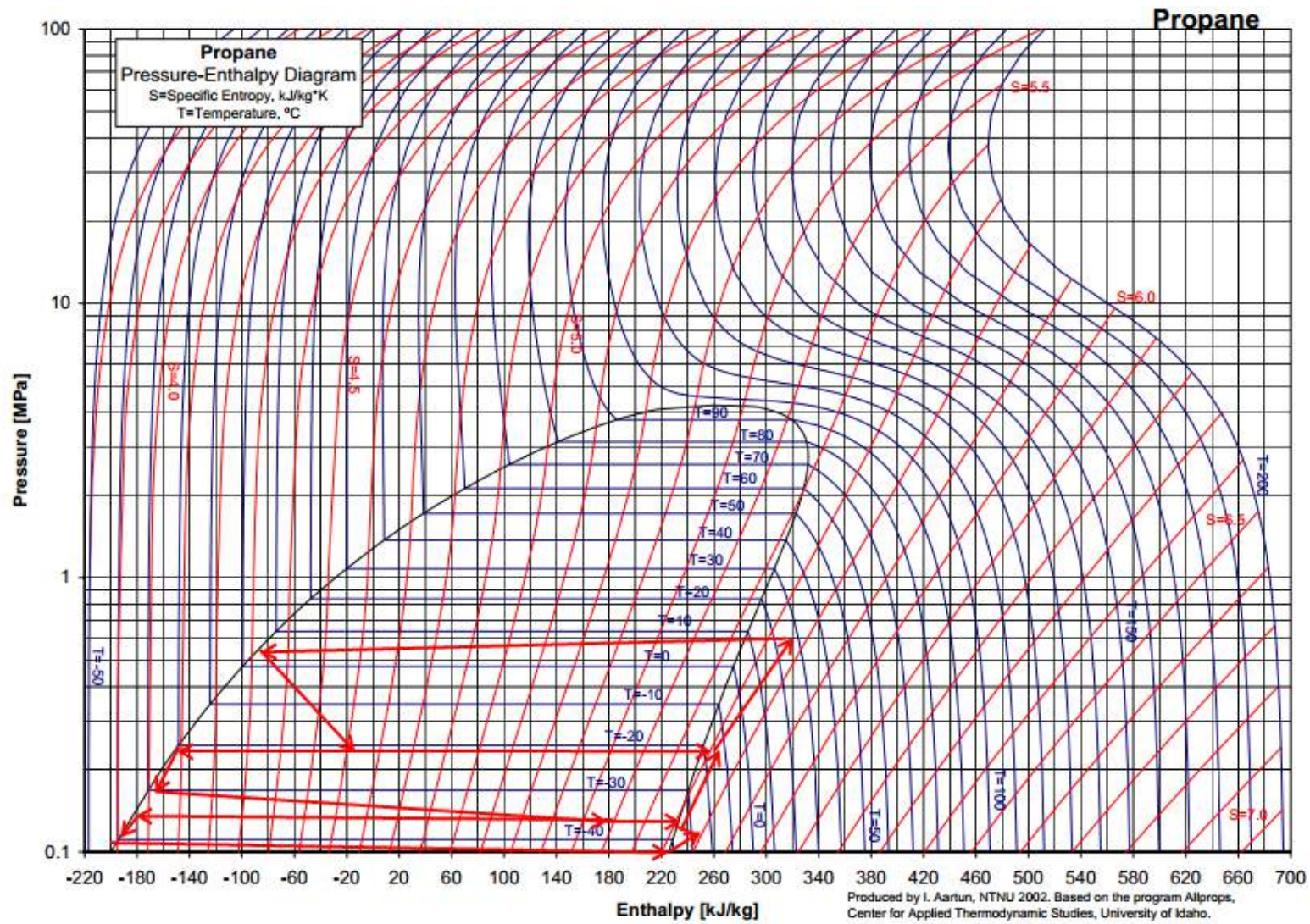
3Bar

No.	Compressor	ṁ		h _{in}	h _{out}	Power	
		kg/h	kg/s	Kj/kg	Kj/kg	Kj/s	KW
1	comp_CH3_1	257,4	0,07	225	250	1,79	1,8,E+00
2	comp_CH3_2	1992	0,55	235	264	16,05	1,6,E+01
3	comp_CH3_3	3200	0,89	257	320	56,00	5,6,E+01
4	comp_CH2_1	703,7	0,20	225	275	9,77	9,8,E+00
5	comp_CH2_2	1800	0,50	255	355	50,00	5,0,E+01
6	comp_CH4_1	8376	2,33	-370	-260	255,93	2,6,E+02
7	comp_CH4_2	12770	3,55	-310	-225	301,51	3,0,E+02
8	comp_CH4_3	13800	3,83	-240	-180	230,00	2,3,E+02

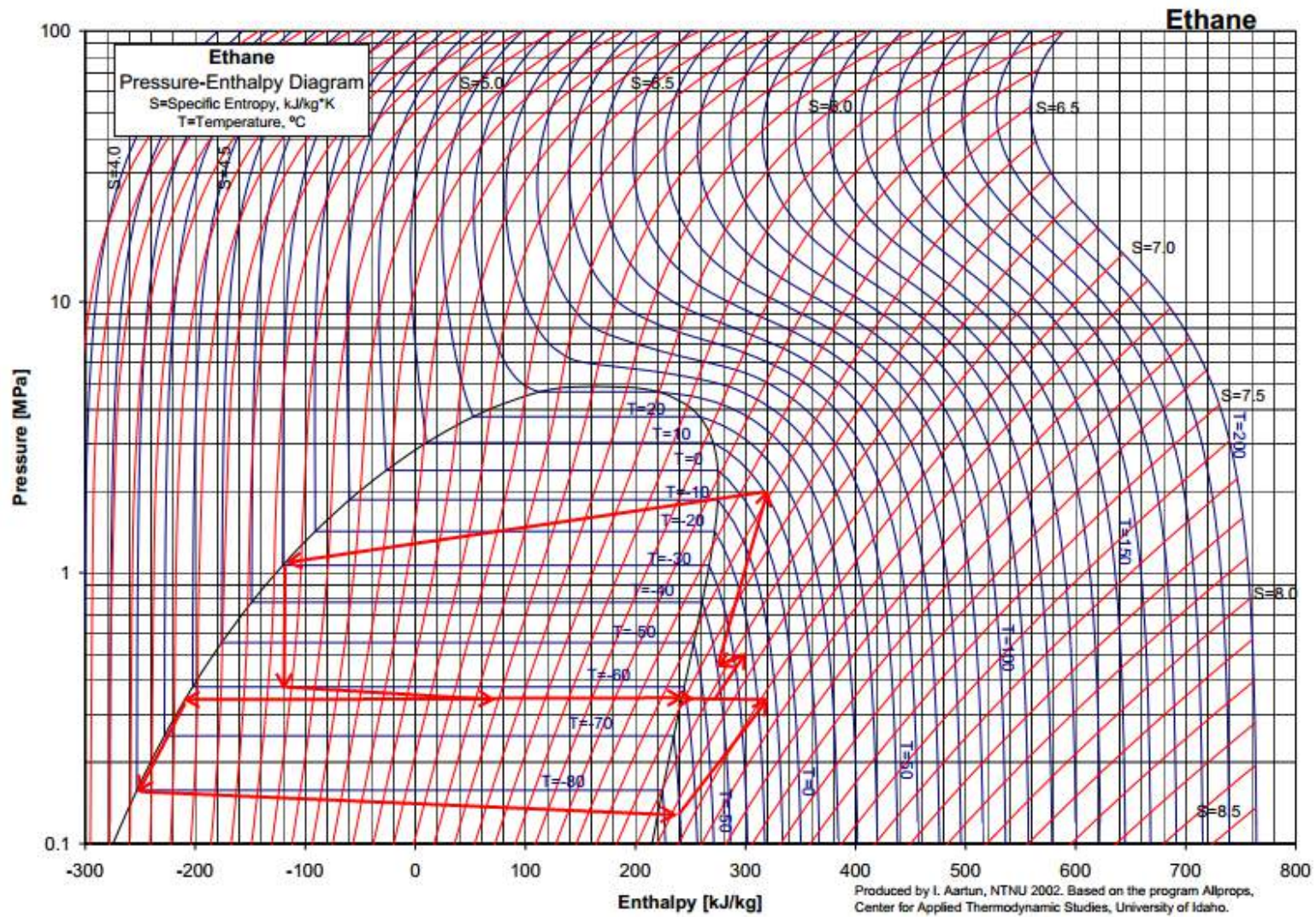
7Bar

No.	Compressor	ṁ		h _{in}	h _{out}	Power	
		kg/h	kg/s	Kj/kg	Kj/kg	Kj/s	KW
1	comp_CH3_1	289,4	0,08	225	250	2,01	2,0,E+00
2	comp_CH3_2	2168	0,60	235	264	17,46	1,7,E+01
3	comp_CH3_3	3900	1,08	257	320	68,25	6,8,E+01
4	comp_CH2_1	1087	0,30	225	275	15,10	1,5,E+01
5	comp_CH2_2	2800	0,78	255	355	77,78	7,8,E+01
6	comp_CH4_1	7005	1,95	-290	-285	9,73	9,7,E+00
7	comp_CH4_2	7800	2,17	-288	-278	21,67	2,2,E+01

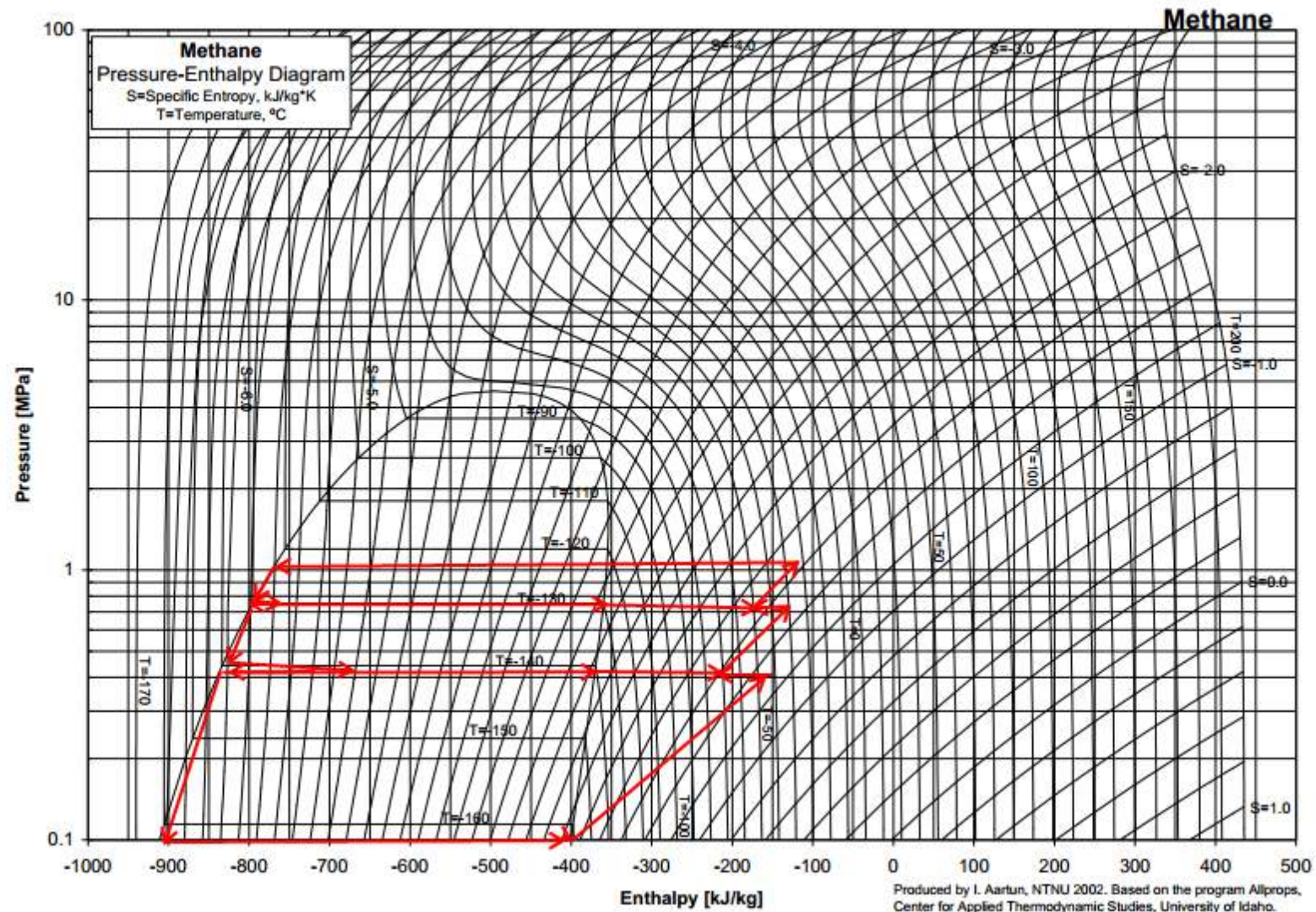
1 BAR



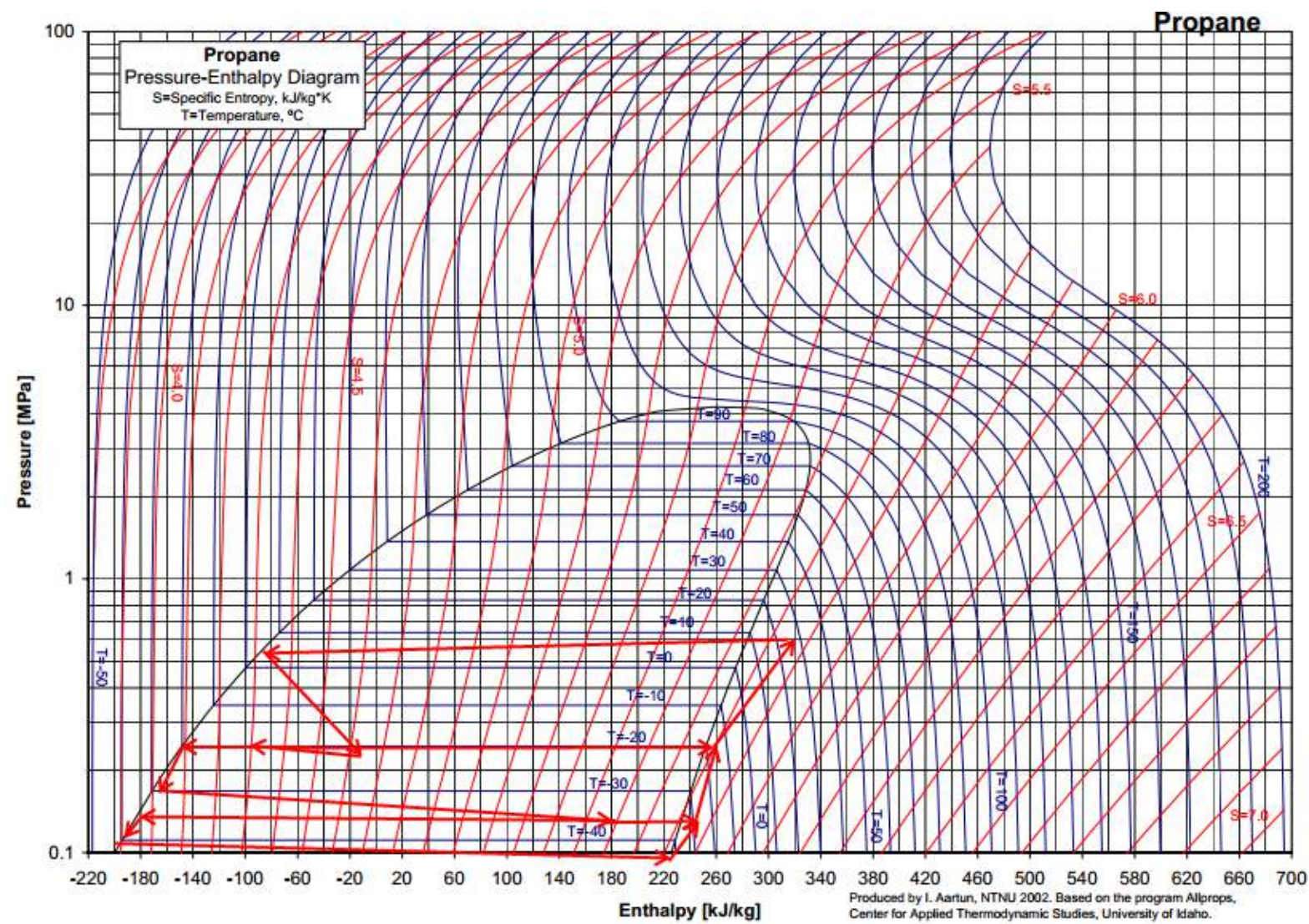
1 BAR



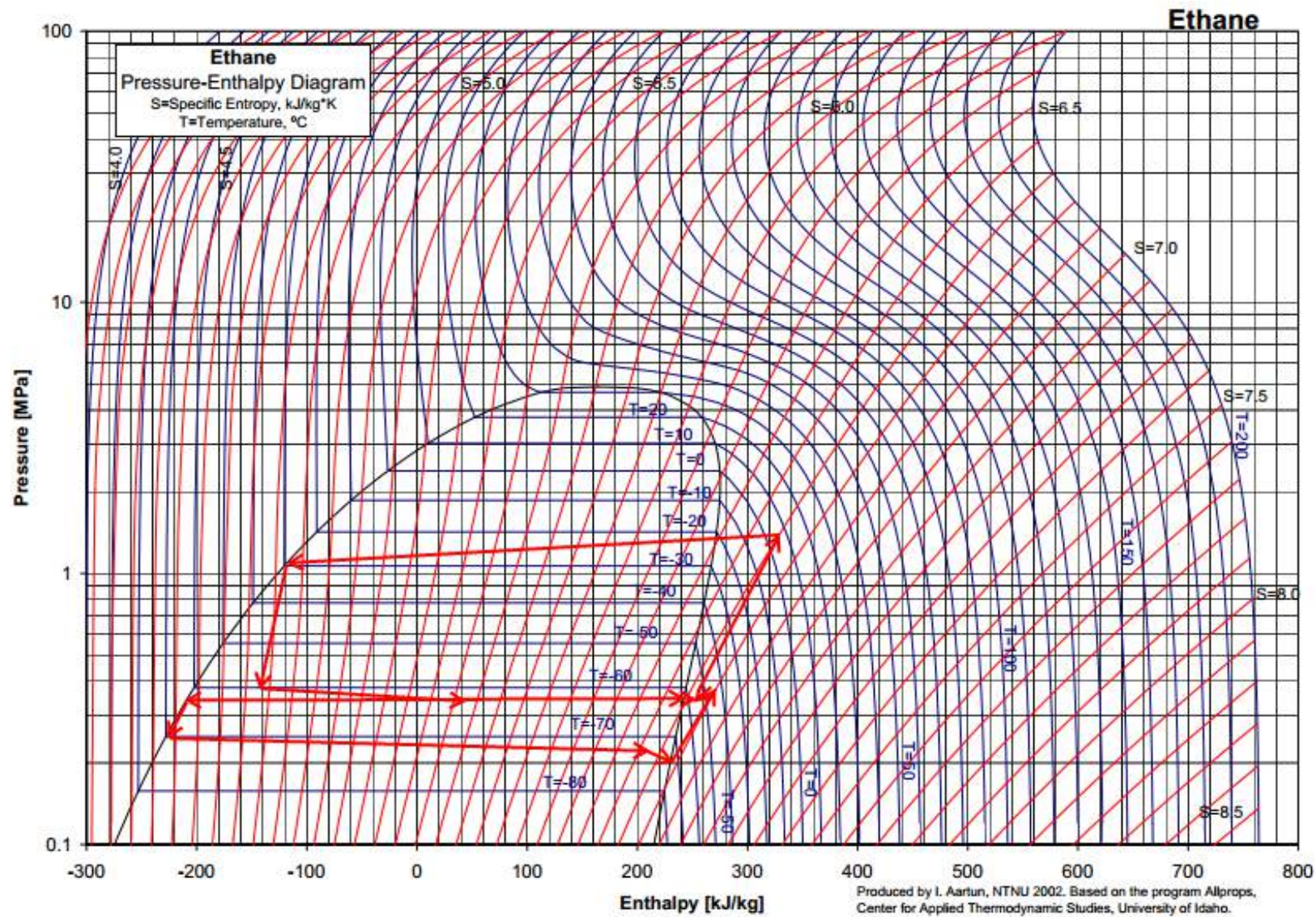
1 BAR



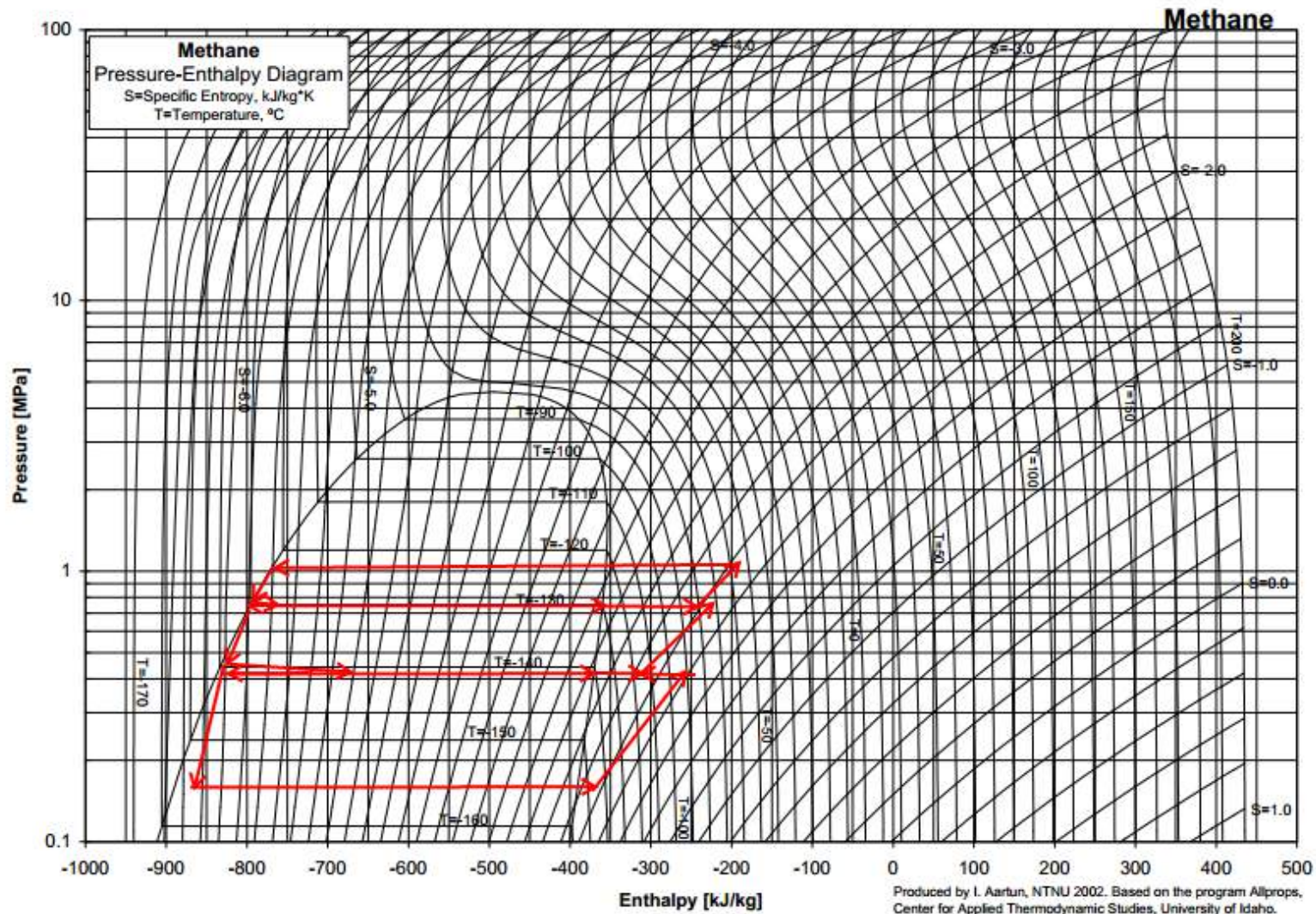
3 BAR



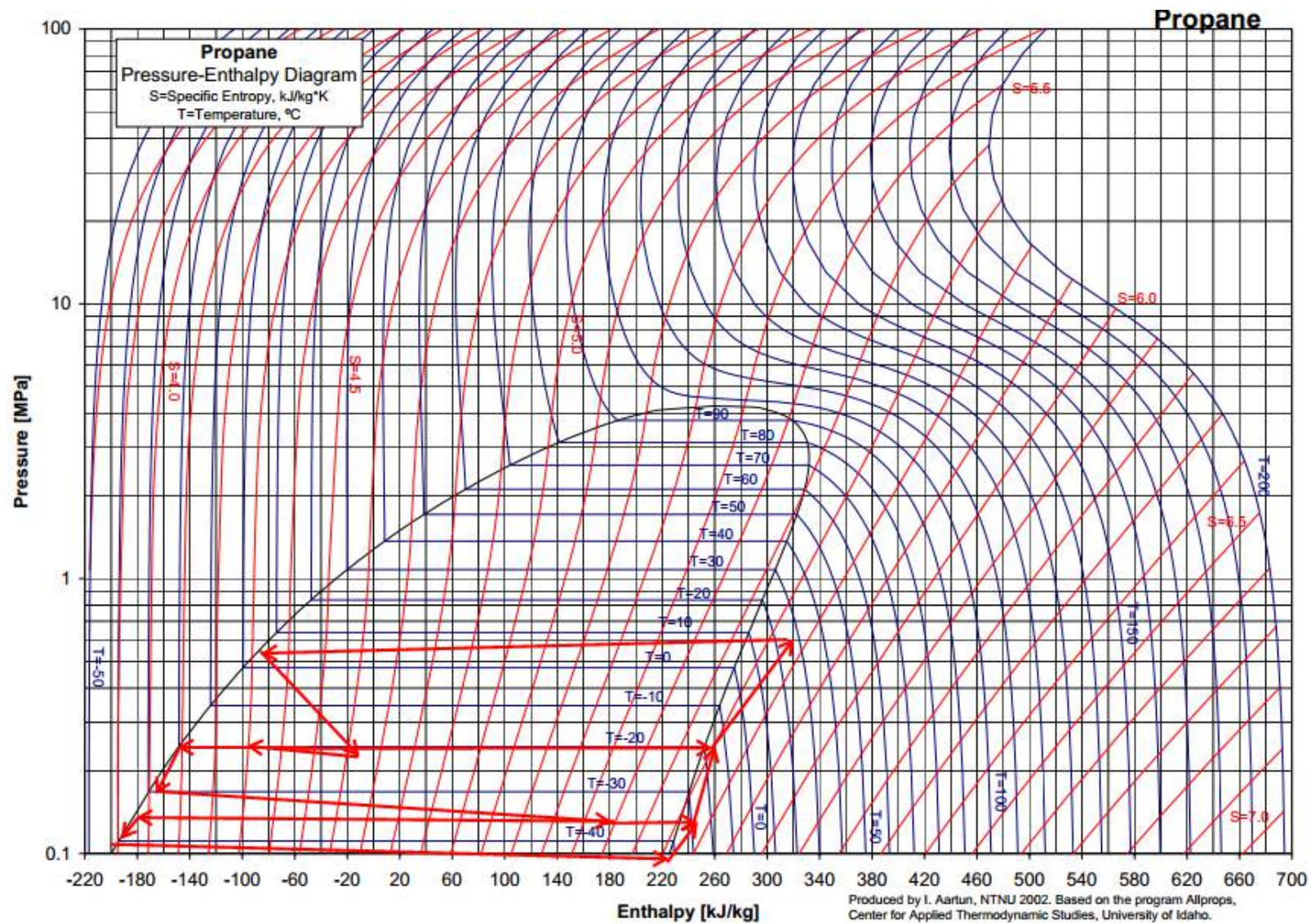
3 BAR



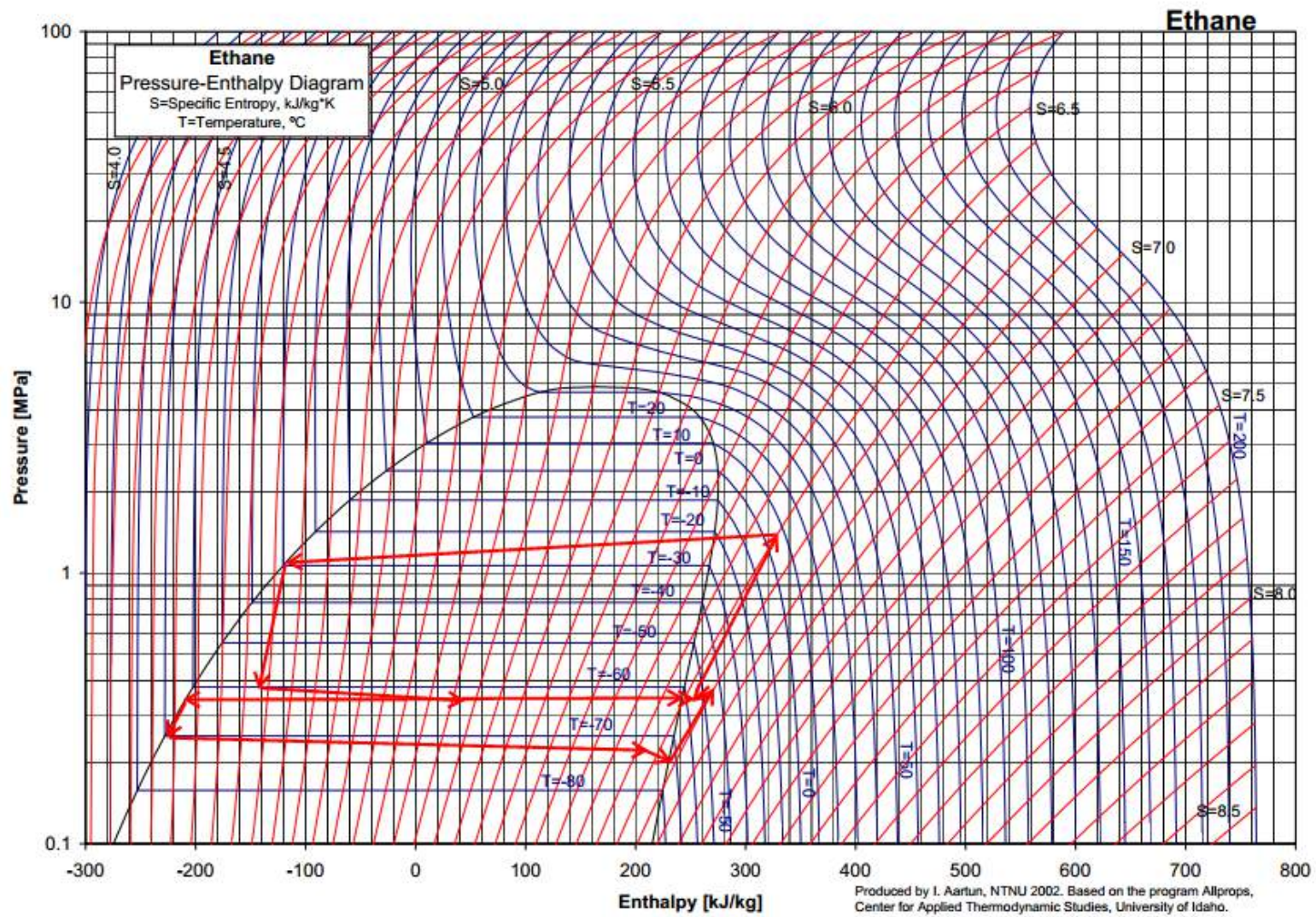
3 BAR



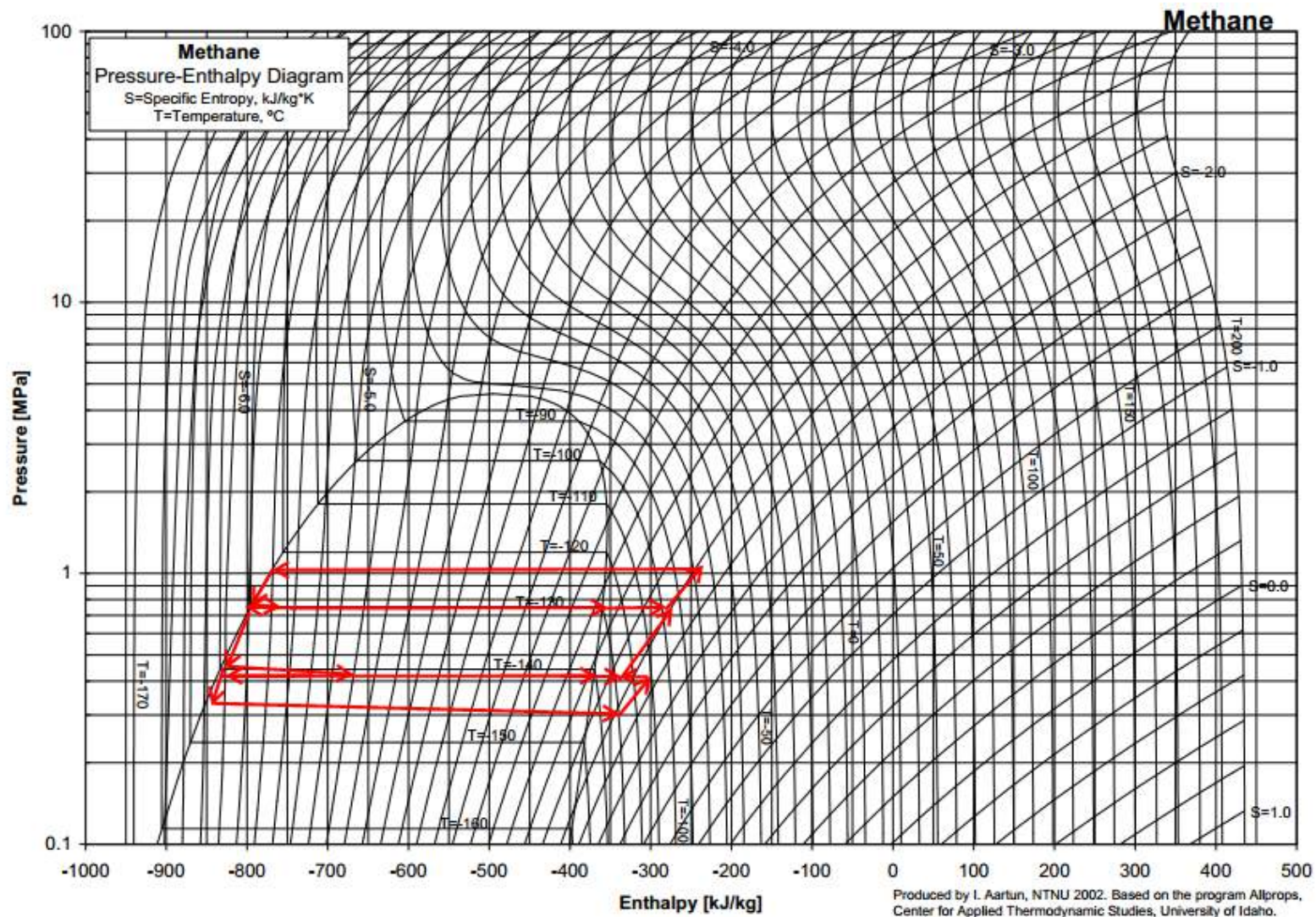
7 BAR



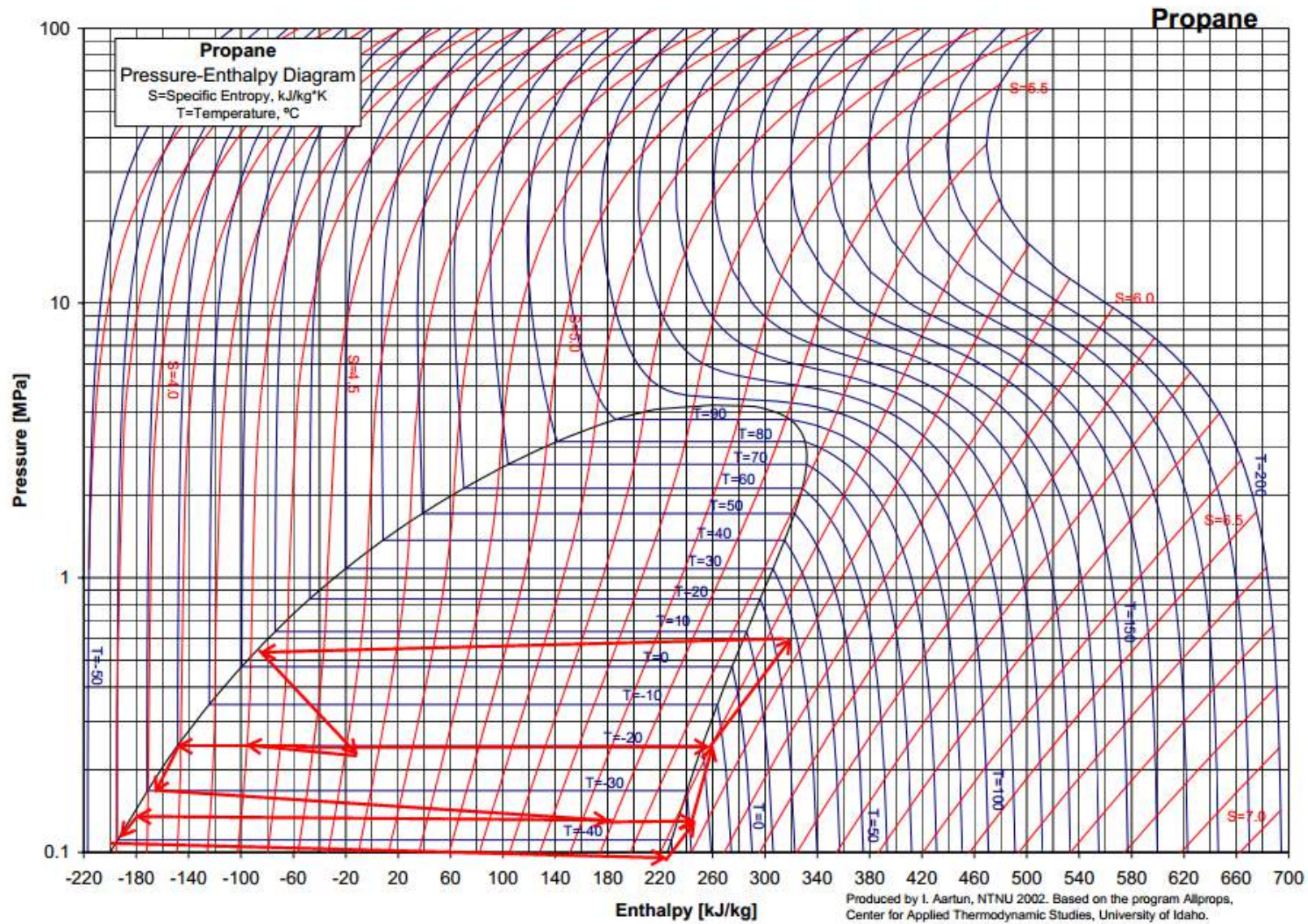
7 BAR



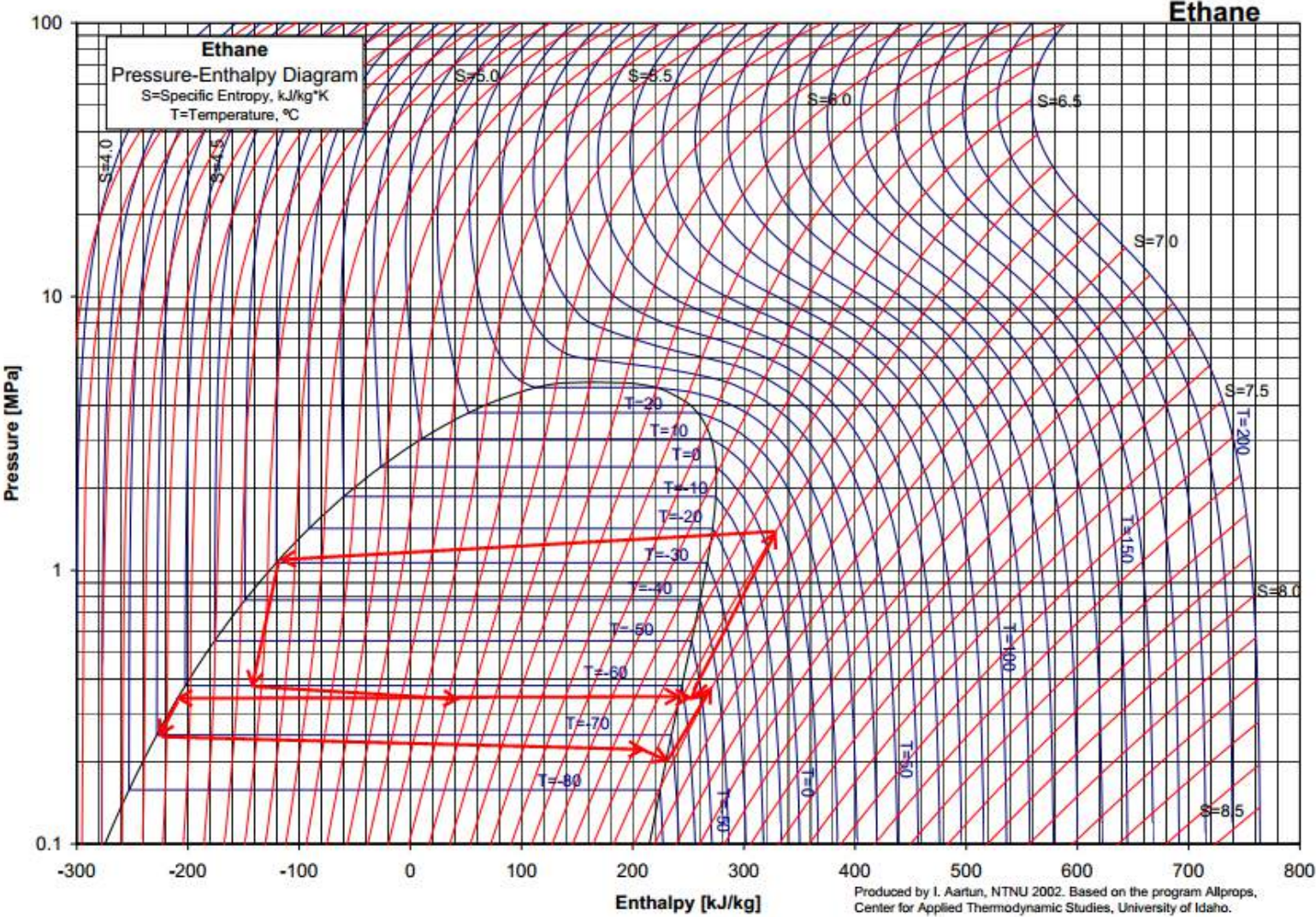
7 BAR



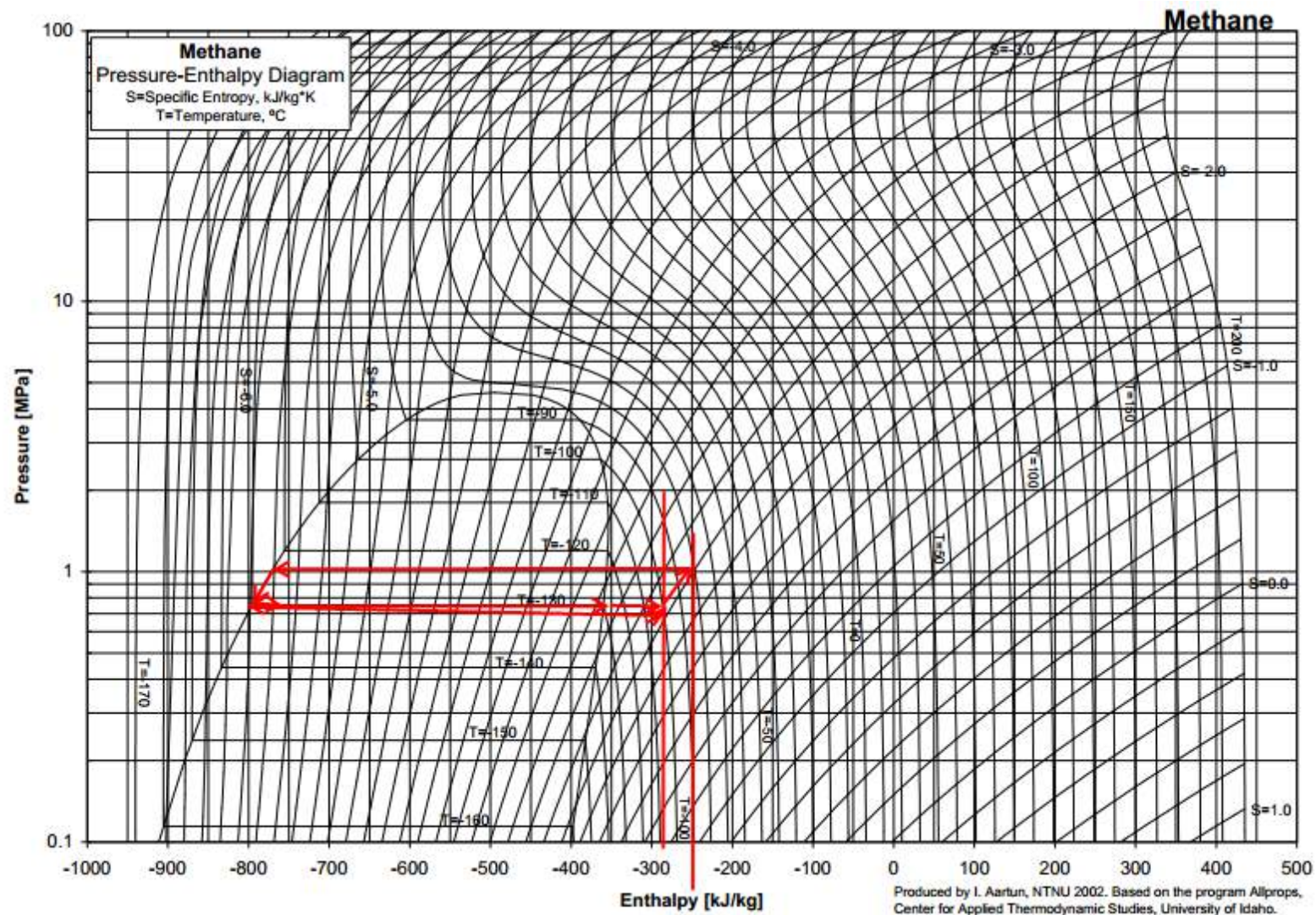
20 BAR



20 BAR



20 BAR



BIODATA PENULIS



Penulis, **Mirza Otto Senna Syailendra** lahir di kota Surabaya pada tanggal 21 Januari 1993. Merupakan anak yang pertama dari dua bersaudara. Penulis, memulai pendidikan formal yaitu di SD GIKI 2 Surabaya , kemudian melanjutkan di SMP Negeri 19 Surabaya dan SMA Negeri 20 Surabaya. Setelah lulus SMA tahun 2011, penulis diterima di Progam Studi Diploma III

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya dan terdaftar sebagai mahasiswa Teknik Permesinan Kapal. Kemudian dilanjutkan dengan Strata 1 Teknik Sistem Perkapalan. Penulis banyak mengucapkan syukur kepada Allah SWT dapat menyelesaikan studinya tepat waktu dengan semangat pantang menyerah dan kerja keras selama menempuh studi di ITS. Banyak suka dan duka selama 4 semester menempuh pendidikan di ITS yang penulis alami, semoga bisa dijadikan pelajaran dan pengalaman hidup kearah yang lebih baik lagi.

Email: otto.senna@yahoo.com

DAFTAR PUSTAKA

Australian Standart, CATAGORY 6 TANKS

DNVGL, Development and operation of liquefied natural gas bunkering facilities, 2014

Denton Robert D. Dkk, “LNG Liquefaction Process Selection: Alternative Refrigerant To Reduce Footprint And Cost”, ExxonMobil Upstream Research Company

Dr. Bukowski Justin D, Dkk, “Natural Gas Liquefaction Technology For Floating LNG Facilities”, Allentown, USA.

Helgestad Dag-Erik, “Modelling and optimization of the C3MR process for liquefaction of natural gas”, December 10 2009

Kusuma George E, “Modul Kapita Selekt. Alat Penukar Panas – Heat Exchanger”, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, 2013

Mokhtab Saeid, Dkk, “Handbook Of Liquefied NaturalL Gas”, Oxford, England, Ch 5-7,2014

Otto Senna Mirza, “Perencanaan Sistem Pengkondisian Udara Pendingin Pada KMP SABUK NUSANTARA 45”,Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, 2014

Sugiono, Buda Artana Ketut, “Transportasi LNG Indonesia”, Pusat Studi LNG ITS, Surabaya, Indonesia, 2006

Wang Xiuli., Michael Economides, “Advance Natural Gas Engineering” ,University of Huston, United State, Ch 6, 2009

Yunus A Cengel, “Thermodynamic, an Engineering Approach”, 1994

BIODATA PENULIS



Penulis, **Mirza Otto Senna Syailendra** lahir di kota Surabaya pada tanggal 21 Januari 1993. Merupakan anak yang pertama dari dua bersaudara. Penulis, memulai pendidikan formal yaitu di SD GIKI 2 Surabaya , kemudian melanjutkan di SMP Negeri 19 Surabaya dan SMA Negeri 20 Surabaya. Setelah lulus SMA tahun 2011, penulis diterima di Progam Studi Diploma III

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya dan terdaftar sebagai mahasiswa Teknik Permesinan Kapal. Kemudian dilanjutkan dengan Strata 1 Teknik Sistem Perkapalan. Penulis banyak mengucapkan syukur kepada Allah SWT dapat menyelesaikan studinya tepat waktu dengan semangat pantang menyerah dan kerja keras selama menempuh studi di ITS. Banyak suka dan duka selama 4 semester menempuh pendidikan di ITS yang penulis alami, semoga bisa dijadikan pelajaran dan pengalaman hidup kearah yang lebih baik lagi.

Email: otto.senna@yahoo.com